

REFRIGERACIÓN DE VACUNAS MEDIANTE UNA MÁQUINA FRIGORÍFICA POR EFECTO PELTIER

Autor: Lucas Guerra, Ana.

Director: Izquierdo Millán, Marcelo.

Universidad Politécnica Carlos III de Madrid.

Resumen del Proyecto

El proyecto “Refrigeración de vacunas mediante una máquina frigorífica por efecto Peltier” estudia el control de la temperatura dentro de un volumen fijo de aire a fin de conservar vacunas.

En este proyecto se describen las nuevas tecnologías refrigeración más demandadas y estudiadas en la actualidad en concreto de la tecnología de la termoelectricidad. La tecnología termoeléctrica en el campo de la refrigeración está basada en el principio del efecto Peltier que permite el bombeo de calor de un foco frío a un foco caliente cuando circula una corriente eléctrica.

Las células Peltier comerciales constan de tres elementos principales: placas cerámicas, puentes eléctricos y termoelementos para elevar su rendimiento se colocan en dispositivos que transfieren de forma efectiva el calor. El conjunto se llama módulo Peltier y es el sistema que proporcionará frío al interior de la caja donde se encuentran las vacunas.

Para una buena selección del módulo Peltier es necesario calcular la carga térmica de la caja refrigerada y el ambiente.

Siempre con una visión del mercado actual, se dará una solución específica para el problema planteado, así como un presupuesto económico para la construcción de un prototipo en el futuro.

Agradecimientos

A mi familia, mis amigos y profesores por haberme acompañado y apoyado en esta aventura.

Contenido

Índice de figuras:	6
Índice de tablas:	8
Glosario de fórmulas:	9
1 Introducción	13
1.1 Estado del arte	13
1.2 Motivación del proyecto	14
1.3 Objetivos y estructura del documento.....	15
2 Termoelectricidad	16
2.1 Efecto Seebeck	16
2.1.1 Contexto histórico:	16
2.1.2 Análisis del efecto Seebeck:	17
2.2 Efecto Peltier	19
2.2.1 Contexto histórico:	19
2.2.2 Análisis del efecto Peltier:	19
2.3 Efecto Thompson	21
2.3.1 Contexto histórico:	21
2.3.2 Análisis del efecto Thompson:	21
3 Células Peltier.....	23
3.1 Descripción y funcionamiento de una célula Peltier.....	23
3.2 Flujos de calor en una célula Peltier.....	25
3.2.1 Calor absorbido y cedido por efecto Peltier.....	25
3.2.2 Calor cedido por efecto Joule.....	27
3.2.3 Calor por transmisión de calor por conducción	29
3.2.4 Calor por efecto Thompson.....	32
3.3 Balance de calor en una célula Peltier	33
3.3.1 Balance de calor en la cara caliente	33
3.3.2 Balance de calor en la cara fría	34
3.4 Parámetros fundamentales de un dispositivo Peltier.....	36
3.4.1 Potencia térmica de la célula	36
3.4.2 Tensión de entrada de la célula	36
3.4.3 Coeficiente de operación en caso de refrigeración	36
3.4.4 Calor absorbido máximo teórico.....	38

3.4.5	Diferencia de temperaturas máximas	39
3.4.6	Figura de mérito	39
4	Estudio de las células y módulos Peltier existentes	40
4.1	Curvas características de una célula Peltier	40
4.1.1	Gráfica del calor absorbido o bombeado Q_c con respecto a la intensidad de entrada I 41	
4.1.2	Gráfica de la tensión de entrada V_{en} con respecto a la intensidad de entrada I 42	
4.1.3	Gráfica del coeficiente de operación con respecto a la intensidad de entrada I 43	
4.2	Clasificación de células Peltier	44
4.2.1	Célula termoeléctrica estándar.	44
4.2.2	Células multietapas o en cascada	45
4.2.3	Micro células	46
4.2.4	Células de alta potencia	47
4.2.5	Células de alta temperatura	48
4.2.6	Células serie-paralelo	49
4.2.7	Células cíclicas	50
4.2.8	Células con orificio central	51
4.2.9	Células circulares.....	51
4.3	Módulo Peltier.....	53
4.3.1	Descripción de los módulos Peltier	53
4.3.2	Clasificación de los módulos Peltier	54
4.3.3	Fijación y montaje de las células Peltier en los módulos termoeléctricos.....	57
5	Presentación del problema	58
5.1	Condiciones exteriores e interiores	58
5.1.1	Condiciones exteriores.....	58
5.1.2	Condiciones interiores.....	59
5.2	Características de la caja refrigerada	61
5.3	Hipótesis iniciales del módulo Peltier	63
6	Cálculos de la carga térmica.....	66
6.1	Introducción	66
6.2	Resistencia térmica por conducción	68
6.3	Cargas externas por convección libre	71
6.3.1	Estudio de la convección en las paredes exteriores de la caja	72
6.3.2	Resistencia térmica por convección libre en las paredes verticales de la caja ...	75

6.3.3	Resistencia térmica por convección libre en las paredes horizontales de la caja	77
6.4	Cargas internas por convección forzada	80
6.4.1	Estudio de la convección en las paredes interiores de la caja	81
6.4.2	Resistencia térmica por convección forzada en el interior de la caja.....	84
6.5	Carga térmica total.....	87
6.6	Distribución de temperaturas	89
6.6.1	Cálculo de la temperatura de la superficie interior del epoxi.....	90
6.6.2	Cálculo de la temperatura de la superficie de contacto entre el aluminio y el epoxi	91
6.6.3	Cálculo de la temperatura de la superficie exterior del aluminio.....	91
6.6.4	Cálculo de la temperatura de la superficie exterior.....	92
6.6.5	Comentario sobre el coeficiente de expansión β	93
7	Elección de la célula Peltier.....	99
7.1	Cálculo del calor máximo absorbido, Q_c _max, a partir de las gráficas universales de rendimiento.....	101
7.2	Determinación del módulo Peltier a partir del suministrador.....	106
7.3	Verificación de los datos del suministrador a partir de las graficas universales.....	111
8	Módulo termoeléctrico	115
8.1	Selección del módulo	115
9	Montaje del módulo.....	123
9.1	Montaje mecánico	123
9.2	Montaje eléctrico	127
10	Presupuesto del proyecto	129
11	Conclusiones.....	130
	Bibliografía	131

Índice de figuras:

Figura 1. Efecto Seebeck.....	17
Figura 2. Esquema del efecto Seebeck.	18
Figura 3. Esquema del efecto Peltier.	19
Figura 4. Esquema del efecto Thompson.	21
Figura 5. Módulo Peltier.....	23
Figura 6. Esquema de una célula Peltier abierta.....	23
Figura 7. Efecto de la corriente en una célula termoelectrica.	24
Figura 8. Balance de calor en una célula Peltier.....	33
Figura 9. Gráfica del calor bombeado en función de la intensidad.	41
Figura 10. Gráfica de la tensión de entrada en función de la intensidad.	42
Figura 11. Gráfico del COP en función de la I.	43
Figura 12. Célula termoelectrica estándar	44
Figura 13. Células Peltier multietapa.	45
Figura 14. MicroCélula Peltier.	47
Figura 15. Célula Peltier de alta Potencia.....	48
Figura 16. Célula Peltier de alta temperatura.	48
Figura 17 Célula Peltier Serie paralelo.....	49
Figura 18. Células cíclicas.....	50
Figura 19. Célula con orificio central.....	51
Figura 20. Ejemplos de células circulares.	52
Figura 21. Ejemplo de módulos termoelectricos.	53
Figura 22. Esquema de los componentes de un módulo termoelectrico.	53
Figura 23. Módulo termoelectrico aire-aire.....	55
Figura 24. Módulo termoelectrico de aire directo.	55
Figura 25. Módulo de líquido directo.....	56
Figura 26. Módulo de aire-líquido.....	56
Figura 27. Montaje de módulos de aire directo y líquido directo.....	57
Figura 28. Foto del contenedor isotérmico Lipcontainer.	61
Figura 29. Esquema de la caja refrigerada.	62
Figura 30. Ventiladores ofrecidos por Supercool.	64
Figura 31. Esquema de un corte longitudinal de una pared vertical de la caja refrigerada.	69
Figura 32. Esquema de la transferencia de calor por convección libre.	71
Figura 33. Esquema del fenómeno de convección interior en la caja refrigerada.....	80
Figura 34. Esquema de temperaturas en una cara lateral de la caja.	89
Figura 35. Gráficas Universales de Rendimiento.....	101
Figura 36. Gráficas Universales de Rendimiento para el valor $\Delta T_{\Delta T_{max}}$ estudiado.	102
Figura 37. Gráficas Universales de Rendimiento para el valor $Q_c Q_{max_opt}$ estudiado.....	104
Figura 38. Interfaz de la empresa Ferrotec para la selección de la célula Peltier.....	106
Figura 39. Células Peltier propuestas por la empresa Ferrotec.	108
Figura 40. Gráfica de calor absorbido en función de la intensidad.	109
Figura 41. Gráfica de la tensión en función de la intensidad.	109
Figura 42. Gráfica del calor disipado en función de la intensidad.	110
Figura 43. Gráfica del COP en función de la intensidad.	110
Figura 44. Célula Peltier seleccionada.	110
Figura 45. Gráficas Universales de Rendimiento para el valor I_{max} estudiado. ..	112

Figura 46 Módulo Peltier.....	116
Figura 47. Interfaz de la aplicación para seleccionar un módulo Peltier.....	117
Figura 48. Campos a completar para la selección del módulo.	118
Figura 49. Módulos recomendados por el suministrador.	119
Figura 50. Pasta térmica proporcionada por TE Technology, INC.	123
Figura 51. Montaje de la célula en un dispositivo del tipo AC-xx.....	124
Figura 52. Orificios para los termopares para un dispositivo AC-XX.	124
Figura 53. Montaje del módulo en la caja.	125
Figura 54. Distancia mínima entre el ventilador y una placa exterior.....	125
Figura 55. Posibles orientaciones del módulo Peltier.	126
Figura 56. Conexiones entre la fuente de alimentación y el módulo Peltier.	127
Figura 57. Conexiones entre la fuente de alimentación y los termopares.	128

Índice de tablas:

Tabla 1. Características de una célula Peltier estándar.....	45
Tabla 2. Características de una célula Peltier en cascada nivel 2.....	46
Tabla 3 Características de una célula Peltier en cascada nivel 3.....	46
Tabla 4 Características de una microcélula.	47
Tabla 5 Características de una célula Peltier de alta potencia.	48
Tabla 6 Características de una célula Peltier de alta temperatura.	49
Tabla 7 Características de una célula Peltier serie paralelo.....	50
Tabla 8. Características de una célula Peltier cíclicas	50
Tabla 9. Características de una célula Peltier con orificio central.....	51
Tabla 10. Características de una célula Peltier circular.....	52
Tabla 11. Datos del aire exterior.	58
Tabla 12. Datos del aire interior.	59
Tabla 13. Características principales de los materiales de la caja refrigerada.	62
Tabla 14. Características de los ventiladores Supercool.	64
Tabla 15. Resumen de los valores de las resistencias térmicas.	87
Tabla 16. Valores de las áreas estudiadas.....	87
Tabla 17. Valores de $U \cdot A$	88
Tabla 18. Valores de las áreas utilizadas para la pared lateral.	90
Tabla 19. Valores actualizados de las resistencias térmicas.....	96
Tabla 20. Valores actualizados del coeficiente $U \cdot A$	96
Tabla 21. Valores necesarios para la selección de la célula.	99
Tabla 22. Características principales de una célula Peltier estándar.	99
Tabla 23. Características de la célula Peltier elegida.	109
Tabla 24. Tabla resumen de características de Célula Peltier obtenidas en anteriores apartados.....	111
Tabla 25. Límites de humedad relativa según RITE.	118
Tabla 26. Baterías recargables propuestas.....	122
Tabla 27. Precios de los componentes utilizados en este proyecto.	129

Glosario de fórmulas:

Fórmula	Unidades	Significado
%error_Qc	%	Desviación del calor absorbido por la célula
%error_Text	%	Desviación de la temperatura exterior
λ_{xy}	W/K·m	Conductividad del material semiconductor
μ_{a_ext}	N·s/m ²	Viscosidad dinámica del aire exterior
μ_{a_int}	N·s/m ²	Viscosidad dinámica del aire interior
A	m ²	Área de la pared normal hacia la dirección de la transferencia de calor
A_{ext}	m ²	Área exterior de la caja refrigerada en
A_{int}	m ²	Área interior de la caja refrigerada
A_m	m ²	Área media de la caja refrigerada
A_{xy}	m ²	Área transversal al flujo de calor de cada semiconductor
COP	-	Coficiente de operación
COPmax	-	Coficiente de operación máximo
COP _{QCmax}	-	Coficiente de operación cuando el enfriamiento es máximo
$C_{p_{a_ext}}$	J/kg·K	Calor específico del aire exterior
$C_{p_{a_int}}$	J/kg·K	Calor específico del aire interior
$D_{h_{int}}$	m	Diámetro hidráulico
e	m	Espesor del material de la pared
e_a	m	Espesor de la capa de aluminio
E_{AB}	V	Fuerza electromotriz
e_b	m	Espesor de la capa de epoxi
g	m/s ²	Aceleración de la gravedad
Gr_L	-	Número de Grashof
Gr_{L_ext}	-	Número de Grashof para el aire exterior
Gr_{L_int}	-	Número de Grashof para el aire interior
h	W/K·m ²	Coficiente de convección
h_{ext_hi}	W/K·m ²	Coficiente de convección para la pared horizontal inferior
h_{ext_hs}	W/K·m ²	Coficiente de convección para la pared horizontal superior
h_{ext_v}	W/K·m ²	Coficiente de convección para las paredes exteriores verticales
h_{int}	W/K·m ²	Coficiente de convección del aire interior
I	A	Intensidad de entrada a la célula
I_{COP_max}	A	Corriente máxima de entrada para el cual el rendimiento es máximo
I_{max}	A	Intensidad óptima o máxima de la nueva célula
I_{Qc_max}	A	Corriente que es el de entrada a la célula cuando el enfriamiento es máximo
J	A/s	Flujo Corriente eléctrica
k	W/m·K	Conductividad del material
k_a	W/mK	Conductividad térmica del aluminio
k_{a_ext}	W/m·K	Conductividad térmica del aire exterior
k_{a_int}	W/m·K	Conductividad térmica del aire interior

k_{aire}	W/mK	Conductividad térmica del aire
k_b	W/mK	Conductividad térmica del epoxi
K_{pc}	W/K	Conductividad para la cara fría
K_{ph}	W/K	Conductividad para la cara caliente
K_{xy}	W/K	Conductividad de cada unión de la célula Peltier
L	m	Longitud característica exterior
L_{int}	m	Longitud característica interior
N	-	Número de termopares de la célula
Nu_L	-	Número de Nusselt para una longitud característica
$Nu_{L_{\text{ext}}}$	-	Número de Nusselt para el aire exterior
$Nu_{L_{\text{hi}}}$	-	Número de Nusselt para la pared horizontal inferior
$Nu_{L_{\text{hs}}}$	-	Número de Nusselt para la pared horizontal superior
$Nu_{L_{\text{int}}}$	-	Número de Nusselt para el aire interior
$Nu_{L_{\text{v}}}$	-	Número de Nusselt para las paredes verticales
Pe	W	Potencia eléctrica de la célula
P_{ext}	atm	Presión del aire exterior
P_{int}	atm	Presión del aire interior
Pr_{ext}	-	Coefficiente de Prandtl del aire exterior
Pr_{int}	-	Coefficiente de Prandtl del aire interior
P_t	W	Potencia térmica de la célula
Q_c	W	Calor absorbido por la célula
Q_{cmax}	W	Calor máximo absorbido requerido por la célula Peltier
Q_{cond}	W	Calor generado por efecto de la conducción interna.
Q_{condc}	W	Calor generado por efecto de la conducción interna en la cara fría
Q_{condh}	W	Calor generado por efecto de la conducción interna en la cara caliente
Q_h	W	Calor total disipado por la célula Peltier en la cara caliente
Q_{jc}	W	Calor generado por efecto Joule en la cara fría
Q_{jh}	W	Calor generado por efecto Joule en la cara caliente
Q_{lado}	W	Calor transferido desde el exterior hacia el interior por el lado vertical de la caja
$Q_{\text{max_max}}$	W	Calor máximo absorbido teórico
$Q_{\text{max_opt}}$	W	Calor absorbido para un rendimiento máximo
Q_{pc}	W	Calor absorbido por efecto Peltier.
Q_{ph}	W	Calor disipado por efecto Peltier
Q_t	W	Calor perdido por efecto Thompson
Q_x	W	Calor transferido por cualquier pared
Ra_L	-	Número de Rayleigh para una longitud característica
$Ra_{L_{\text{ext}}}$	-	Número de Rayleigh para el aire exterior
$Ra_{L_{\text{hi}}}$	-	Número de Rayleigh de la pared horizontal inferior
$Ra_{L_{\text{hs}}}$	-	Número de Rayleigh de la pared horizontal superior
$Ra_{L_{\text{v}}}$	-	Número de Rayleigh para las paredes verticales
$R_{\text{cond_a}}$	$K \cdot m^2/W$	Resistencia térmica de conducción del aluminio
$R_{\text{cond_b}}$	$K \cdot m^2/W$	Resistencia térmica de conducción del epoxi

R_{conv_ext}	$K \cdot m^2/W$	Resistencia térmica por convección exterior
$R_{conv_ext_hi}$	$K \cdot m^2/W$	Resistencia térmica por convección de la pared horizontal inferior
$R_{conv_ext_hs}$	$K \cdot m^2/W$	Resistencia térmica por convección de la pared horizontal superior
$R_{conv_ext_v}$	$K \cdot m^2/W$	Resistencia térmica por convección de las paredes verticales de la caja
R_{conv_int}	$K \cdot m^2/W$	Resistencia térmica por convección interior
Re_{L_ext}	-	Número de Reynolds para el aire exterior
Re_{L_int}	-	Número de Reynolds para el aire interior
R_{pc}	Ω	Resistencia eléctrica para la cara fría
R_{ph}	Ω	Resistencia eléctrica para la cara caliente
R_s	$^{\circ}C/W$	Resistencia térmica del disipador
R_{th}	K/W	Resistividad térmica de semiconductor
R_{tot}	$K \cdot m^2/W$	Resistencia térmica total
R_{tot_cond}	$K \cdot m^2/W$	Resistencia térmica de conducción total
R_{xy}	Ω	Resistencia eléctrica del semi-conductor
t	s	Tiempo
T_{ab}	K	Temperatura de la intercara entre el epoxi y la capa de aluminio
T_c	K	Temperatura de la cara fría de la célula Peltier
T_{ext}	K	Temperatura exterior de la caja refrigerada
T_h	K	Temperatura de la cara caliente de la célula Peltier
T_{int}	K	Temperatura interior de la caja refrigerada
T_{sext}	K	Temperatura de la pared exterior
T_{sint}	K	Temperatura de la pared interior
U	$W/K \cdot m^2$	Coefficiente global de transferencia de calor
ν_{a_ext}	m^2/s	Viscosidad cinemática del aire exterior
ν_{a_int}	m^2/s	Viscosidad cinemática del aire interior
V_{ent}	V	Tensión de entrada
v_{ext}	m/s	Velocidad del aire exterior
v_{int}	m/s	Velocidad del aire interior
Vol_{aire_int}	m^3/h	Volumen de aire
Z	A	Figura de mérito
α_{a_ext}	m^2/s	Difusividad térmica del aire exterior
α_{a_int}	m^2/s	Difusividad térmica del aire interior
α_{pc}	V/K	Coefficiente de Seebeck para la cara fría
α_{ph}	V/K	Coefficiente de Seebeck para la cara caliente
α_{xy}	V/K	Coefficiente de Seebeck de la unión
β_{ext}	K^{-1}	Coefficiente de expansión del aire exterior
β_{int}	K^{-1}	Coefficiente de expansión del aire interior
Π_{xy}	V	Coefficiente de Peltier de una unión
ρ_{a_ext}	kg/m^3	Densidad del aire exterior
ρ_{a_int}	kg/m^3	Densidad del aire interior
τ	$W/A \cdot K$	Coefficiente Thompson

1 Introducción

1.1 Estado del arte

En la actualidad se dispone de una amplia variedad de vacunas que son seguras y efectivas, propiedades que, sin embargo, no son suficientes para garantizar la eficacia de los programas de vacunación. Es imprescindible que dichas vacunas, además de ser accesibles a la población, lleguen en perfecto estado de conservación, de forma que pueda garantizarse su eficacia protectora.

Es necesario ser consciente de que el éxito de un programa de vacunación depende no sólo de que las vacunas hayan sido correctamente fabricadas sino de que se hayan respetado rigurosamente una serie de normas de almacenamiento, transporte y conservación, de forma que el producto llegue a su destino en condiciones óptimas.

Como regla general, el rango ideal de temperatura para asegurar su perfecta conservación es entre 2°-8°C, siendo por tanto imprescindible una correcta planificación logística de los programas de inmunización, así como el adecuado mantenimiento de la cadena de frío durante todo el proceso. Dependiendo de su naturaleza pueden alterarse al ser expuestas a variaciones de la temperatura.

El único método que en la actualidad nos permite garantizar la eficacia protectora de una vacuna desde su elaboración hasta su administración, es el mantenimiento de la cadena de frío.

La cadena de frío la conforman varios eslabones, todos ellos fundamentales; por un lado están las personas que manipulan las vacunas y los enfermeros que las administran, por otro el material que sirve para almacenarlas hasta su utilización, también conocidos como parte fija de la cadena (representada por las cámaras frigoríficas, los frigoríficos y congeladores) y la cadena móvil, (compuesta por vehículos frigoríficos, neveras portátiles, contenedores isotérmicos y acumuladores de frío que son utilizados para el transporte).

Debido a esta necesidad de proteger la cadena de frío, en este proyecto se realizará un análisis de una pequeña nevera portátil para el transporte de vacunas. La refrigeración de esta nevera se hace a partir de un dispositivo termoelectrico lo que aporta entre otras ventajas ligereza, sencillez y movilidad al conjunto.

1.2 Motivación del proyecto

En estos últimos cincuenta años, el uso de módulos termoeléctricos para climatización ha experimentado un avance considerable, siendo una excelente alternativa frente a la climatización tradicional, en aplicaciones pequeñas o puntuales, en las que es inviable con un sistema de compresor.

La termoelectricidad se utiliza actualmente en aplicaciones de reducido tamaño, en aquellas que se requiera la robustez que los módulos termoeléctricos y un control exhaustivo de la temperatura.

Además, la termoelectricidad carece de pesados compresores, y de fluidos refrigerantes clorofluorocarbonados (CFC), nocivos para el medio ambiente.

Por ello, el diseño y estudio térmico de una caja refrigerada por módulos termoeléctricos presenta una solución más que recomendable para el transporte y almacenamiento de vacunas, además de ser una tecnología en considerado crecimiento.

1.3 Objetivos y estructura del documento

El objetivo de este proyecto es estudiar la viabilidad del uso de un módulo termoelectrico para refrigerar un volumen reducido de aire, manteniendo la temperatura del interior fija.

Durante todo este proyecto se estudia el conjunto de la nevera portátil que comprende la caja refrigerada y el módulo termoelectrico.

La problemática se desarrolla en los siguientes puntos:

En primer lugar se hace una pequeña introducción sobre los fenómenos termoelectricos descubiertos hace más de dos siglos.

Más tarde, en segundo lugar se explica la composición y funcionamiento de una célula Peltier, dispositivo que se va a utilizar para la refrigeración.

En tercer lugar, se analiza las diferentes opciones que hay en el mercado y las curvas características que suministradas por los fabricantes.

En cuarto lugar, se plantea las condiciones del problema, condiciones que van a definir el resto de los cálculos.

Con los cálculos presentes del anterior apartado, en quinto lugar, se realiza un estudio térmico de las cargas térmicas a considerar.

Una vez conocidas las cargas térmicas, en sexto lugar se procede a la elección de la célula Peltier.

Para más tarde, en séptimo lugar, elegir el módulo entero necesario para conservar las vacunas en perfecto estado y así mantener una óptima cadena de frío.

Se describe en octavo lugar, el montaje del conjunto, tanto mecánico como eléctrico.

Y finalmente, en el noveno lugar, se detalla el presupuesto del proyecto.

2 Termoelectricidad

Las células Peltier son unos dispositivos termoeléctricos que se caracterizan por la aparición de una diferencia de temperaturas entre las dos caras de un semiconductor cuando por él circula una corriente.

La interacción entre los fenómenos eléctrico y térmico se conoce desde el siglo XIX, cuando Joule observó que la materia ofrece cierta resistencia al movimiento de los electrones, los cuales ceden energía cinética al entorno en los sucesivos choques. Esta energía proporcionada por los electrones se disipa en forma de calor.

Sin embargo, no es éste el único fenómeno de interacción termoeléctrica. Existen otros efectos termoeléctricos que son:

- Efecto Seebeck,
- Efecto Peltier,
- Efecto Thomson.

2.1 Efecto Seebeck



2.1.1 Contexto histórico:

En 1821 el científico alemán Thomas Johann Seebeck (1770 - 1831) descubrió que un circuito conformado por la unión de dos metales distintos reflectaba la aguja de una brújula al colocar a distintas temperaturas las soldaduras entre los dos metales. Esta afirmación y sus resultados experimentales fueron publicados en 1822 en los *Proceedings* de la academia prusiana de ciencias, bajo el título *Polarización magnética de metales y Ores por diferencia de temperatura*.

Sólo dos años antes Hans Christian Oersted (1777-1851) había descubierto que la circulación de una corriente a través de un conductor tenía efectos similares sobre la aguja de una brújula. Este hecho, sumado a los estudios posteriores por Ampere, Biot, Savart y Laplace entre otros, sobre la interacción entre una corriente eléctrica y el campo magnético, llevó a Oersted a rebautizar el fenómeno, originalmente denominado termomagnetismo por Seebeck, como termoelectricidad.

Oersted comprendió la diferencia de temperaturas lo que era inducía sobre el circuito la diferencia de potencial eléctrico. Más aún, la relación entre la tensión generada y la diferencia de temperaturas se demostró lineal, caracterizada por el denominado coeficiente Seebeck o poder termoeléctrico, α .

2.1.2 Análisis del efecto Seebeck:

El efecto Seebeck puede explicarse en términos de la teoría de electrones libres en metales. Los electrones en un metal se mueven al azar, sin sufrir el efecto de fuerza neta alguna, al estar rodeados por otros iones, formando una red.

Sin embargo, esa simetría no se cumple cerca de la superficie del material existiendo una rotura de la red.

Si ahora se colocan dos materiales relativamente cerca uno del otro, la diferencia en densidades electrónicas a ambos lados de la interfase se traduce en una fuerza neta sobre los electrones, que tienden a moverse del material con mayor densidad a aquel con menos. Este flujo de electrones induce la aparición de un campo eléctrico y consecuentemente de una diferencia de potencial en el pequeño espacio entre materiales.

Supongamos un circuito formado por dos de estas uniones de materiales puestas en serie, en lo que comúnmente se denomina una termocupla o termopar. Si la temperatura de las dos uniones que conforman el termopar es la misma, los campos eléctricos formados en cada unión de materiales tendrían igual módulo, pero signos distintos, por lo que la diferencia de potencial a lo largo de todo el circuito será nula.

Este fenómeno se debe a que la densidad electrónica en un material depende de la temperatura.

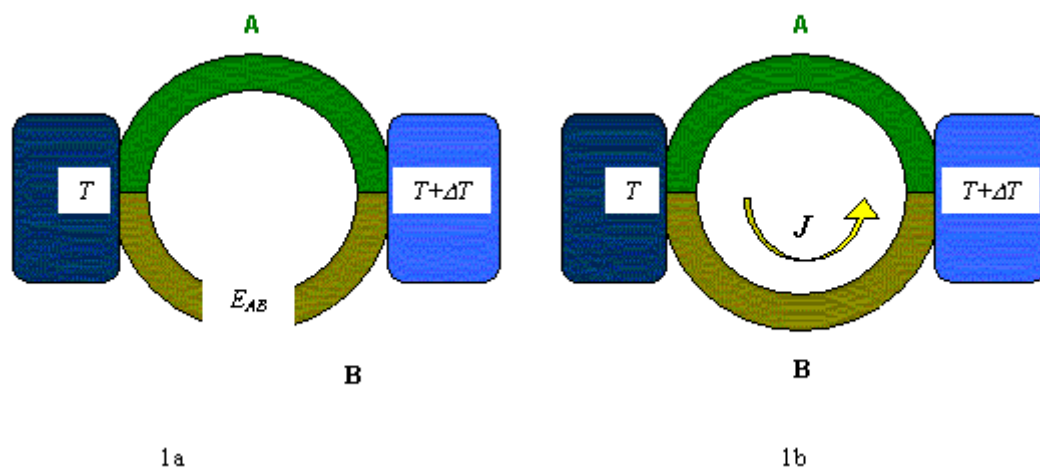


Figura 1. Efecto Seebeck

Si por otro lado, una de las uniones está a mayor temperatura, como refleja la figura 1 a y 1b y la diferencia entre ellas es ΔT , los electrones del material más caliente vibrarán más y el campo eléctrico generado en esta unión será mayor al generado en la unión a menor temperatura.

Como se ve en la figura 1, en un circuito formado por dos metales distintos homogéneos, A y B, con dos uniones a diferente temperatura, T y T+DT, aparece una corriente eléctrica J, o bien, si se abre el circuito una fuerza electromotriz (f.e.m.) E_{AB} que depende de los metales utilizados en la unión y de la diferencia de temperaturas entre las dos uniones.

De esta manera, como estudió Seebeck y completó Oersted, la diferencia de temperaturas entre las uniones de materiales se evidencia como una diferencia de potencial en el circuito, como se ve en la figura 2.

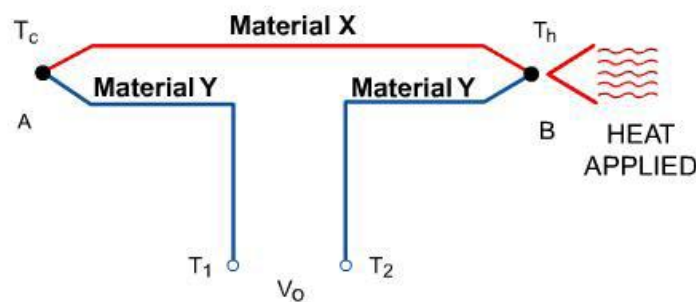


Figura 2. Esquema del efecto Seebeck.

En efecto, la relación entre la fuerza electromotriz, E_{AB} , y la diferencia de temperaturas entre las uniones ΔT , define el coeficiente Seebeck que se expresa de la siguiente forma:

$$\alpha_{AB} = \frac{\partial E_{AB}}{\partial T} = \alpha_A - \alpha_B$$

Donde;

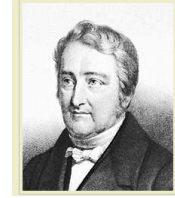
E_{AB} es la fuerza electromotriz, en V

δT en incremento de temperatura de una unión a otra en K

α_A coeficiente de Seebeck en una unión V/K

α_B coeficiente de Seebeck en una unión V/K

2.2 Efecto Peltier



2.2.1 Contexto histórico:

Jean Charles Athanase Peltier (1785 - 1845), un relojero y meteorólogo francés encontró en 1834 que la circulación de corriente a través de un circuito conformado por dos metales distintos puede emitir o absorber calor en la unión de los mismos, dependiendo de la dirección de la corriente.

La cantidad de calor absorbida o emitida en la unión resulta proporcional a la corriente eléctrica mediante el coeficiente Peltier Π .

2.2.2 Análisis del efecto Peltier:

Este efecto realiza la acción inversa al efecto Seebeck visto en el apartado 2.2.1 puesto que consiste en la creación de una diferencia térmica a partir de una diferencia de potencial eléctrico.

Cuando dos metales distintos se ponen en contacto aparece una diferencia de potencial (V) debida a que los electrones libres de uno de los metales tienen más energía que los del otro.

Cuando se hace pasar una corriente eléctrica por la soldadura si la dirección de la corriente es contraria a la ddp los electrones tienen que ganar energía y la extraen de los metales enfriando la soldadura.

Mientras que si es a favor los electrones pierden energía cediéndola a la soldadura que se calienta. Al invertirse el sentido de la energía eléctrica, también se invierte el efecto de calentamiento y enfriamiento de las uniones.

En la figura 3, se observan dos conductores distintos A y B, que están conectados en serie y dejan pasar una corriente eléctrica. Debido a la corriente I_{ent} , se crea en el esquema del circuito una diferencia de temperaturas en estas dos uniones, cada una de ellas absorbe o cede calor.

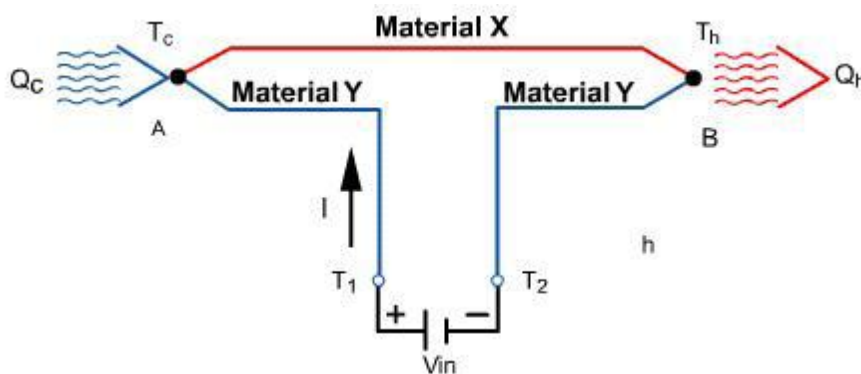


Figura 3. Esquema del efecto Peltier.

La potencia calorífica intercambiada en la unión entre A y B es:

$$\dot{Q} = J \cdot \pi_{AB}$$

Donde;

π_{AB} es el coeficiente Peltier, que se define como el calor intercambiado en la unión por unidad de tiempo y de corriente que circula a través de la misma en V,

J es el flujo de corriente eléctrica en A/s,

Además existe una relación entre el coeficiente de Peltier y el de Seebeck tal que:

$$\pi_{AB} = T \cdot \alpha_{AB}$$

Donde;

π_{AB} es el coeficiente Peltier en V

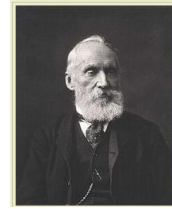
T temperatura de la unión A-B en K,

α_{AB} el coeficiente Seebeck en V/K.

Luego la potencia calorífica intercambiada en la unión entre A y B también se puede escribir tal que:

$$\dot{Q} = J \cdot \pi_{AB} = J \cdot T \cdot \alpha_{AB}$$

2.3 Efecto Thompson



2.3.1 Contexto histórico:

Otros veinte años debieron pasar para que William Thompson desarrollara explicaciones detalladas de los efectos Seebeck y Peltier, describiendo la interrelación termodinámica entre ambos. En este estudio, Thompson predice además la existencia de un tercer efecto termoeléctrico, hoy conocido como efecto Thompson en el cual se absorbe o emite calor cuando una corriente recorre un material en el que existe un gradiente de temperaturas. En este caso, la cantidad de calor asociada es proporcional a ambos, el gradiente térmico y la corriente circulante, a través del coeficiente Thompson.

William Thompson también fue el descubridor del 0 absoluto y el creador de la escala Kelvin de temperatura.

2.3.2 Análisis del efecto Thompson:

El efecto Thompson implica la aparición de un flujo de calor al circular una corriente a través de un gradiente de temperatura en un material.

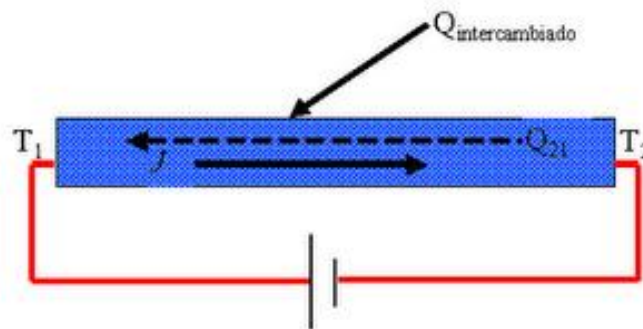


Figura 4. Esquema del efecto Thompson.

Si un material está sometido a un gradiente de temperatura y se le somete a una corriente interna, como se ve en la figura 4, este material intercambia calor con el medio exterior absorbiéndolo o generándolo. Este efecto se produce en un solo material sin necesidad de la soldadura de dos materiales distintos.

El coeficiente Thompson se define como el calor Thompson absorbido por unidad de corriente eléctrica y de gradiente térmico.

$$\frac{\partial Q}{\partial x} = \tau \cdot I \cdot \frac{\partial T}{\partial x}$$

Donde

$\frac{\partial Q}{\partial x}$ es la potencia calorífica absorbida o disipada por el material

τ coeficiente de Thompson

I intensidad de la corriente eléctrica que circula por el material

$\frac{\partial T}{\partial x}$ gradiente de temperatura

3 Células Peltier

3.1 Descripción y funcionamiento de una célula Peltier

Aunque los fenómenos termoeléctricos se descubrieron hace más de 150 años, los dispositivos termoeléctricos basados en éstos no pudieron utilizarse hasta mediados del siglo pasado.

El enfriamiento termoeléctrico empezó a ser factible a partir de los estudios de Telkes en los años 30 y de Lofee, cuando los nuevos materiales semiconductores irrumpían en escena. Utilizando pares de soldaduras de Teluro de Plomo (PbTe) o Teluro de Selenio (SeTe) los rendimientos obtenidos resultaban mucho más altos y la conversión de energía calorífica en eléctrica o viceversa se hacía más apreciable. El efecto Peltier se ponía en marcha a partir de células compuestas por elementos semiconductores dispuestos sobre una superficie cerámica.

Durante los últimos años, el efecto Peltier se utiliza en algunos equipos como sistema de refrigeración, y en menor medida como calefactor, haciendo uso de arreglos de grandes cantidades de uniones, ordenadas para extraer una cantidad de calor importante de un lado y llevarla al lado opuesto, como se puede ver en las figuras 5 y 6.

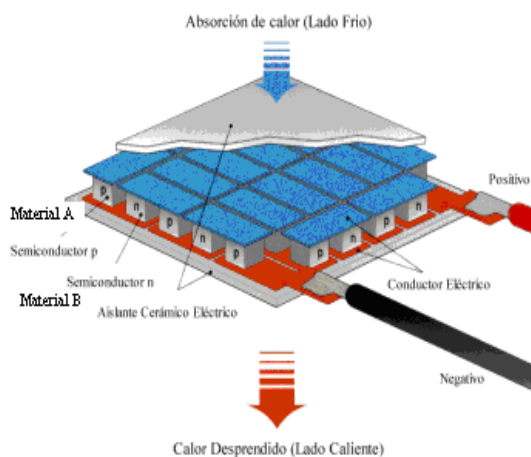


Figura 5. Módulo Peltier

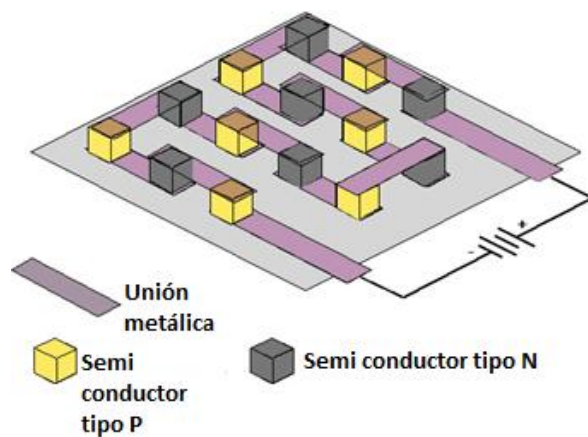


Figura 6. Esquema de una célula Peltier abierta

Una célula Peltier se compone de uniones de metales o de semiconductores de tipo P y N. Los semiconductores tipo N son aquellos que poseen cargas libres, es decir dopados negativamente y por el contrario los del tipo P poseen huecos libres, es decir dopados positivamente.

Al aplicar corriente a una célula Peltier, los electrones se mueven a través de los semiconductores, ver figura 7. Cuando un electrón pasa de un material dopado positivamente, tipo P, a uno dopado negativamente, tipo N, pasa de un nivel energético inferior a otro superior luego absorbe energía y por lo tanto calor. Por el contrario, cuando un electrón pasa de un material dopado negativamente, tipo N, a uno dopado positivamente, tipo P el electrón pasa a un nivel energético menor luego libera energía y por lo tanto calor.

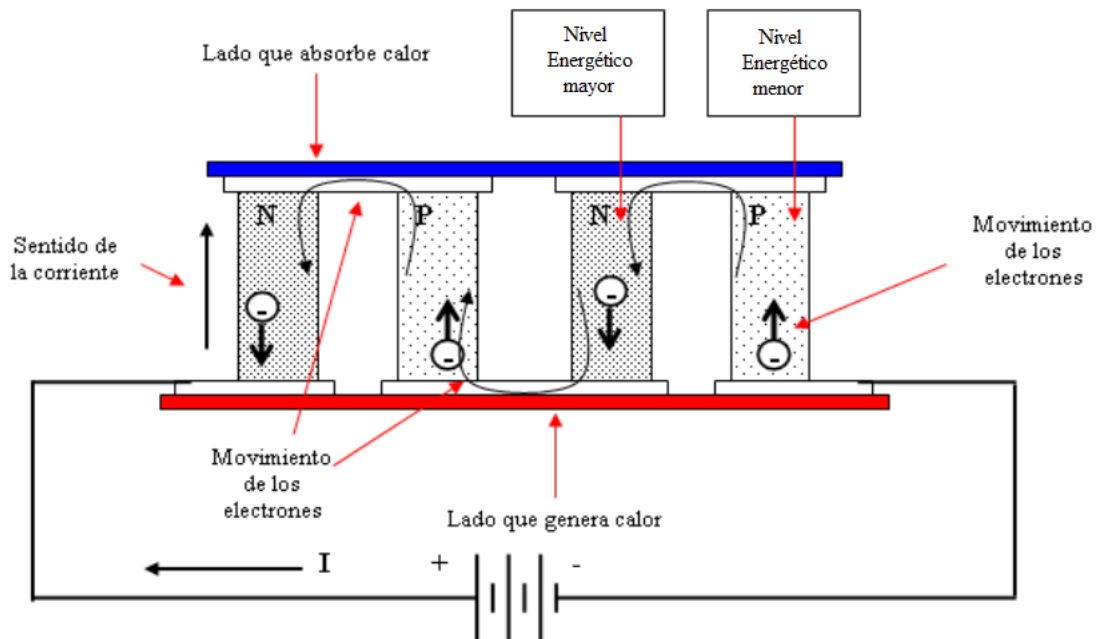


Figura 7. Efecto de la corriente en una célula termoeléctrica.

Todas las uniones PN que ponen en contacto en primer lugar el semiconductor tipo P con el semiconductor tipo N están en una cara (franjas moradas superiores de la figura 6). Por el contrario todas las uniones NP que ponen en contacto primero el semiconductor tipo N y luego el semiconductor tipo P están en el otro, como muestran las bandas moradas del lado inferior de la figura 6. Habrá bandas que extraigan calor y otras que lo disipen, de esta forma todas las bandas que extraigan calor estarán a un lado y las que lo disipen a otro.

Asimismo, si se cambia el sentido de la corriente, también se produce un cambio en la circulación de los electrones y esto provoca que el electrón que antes viajaba de un nivel de energía mayor a uno menor, ahora viaje en el sentido contrario y por lo tanto de un nivel de energía menor a uno mayor. De esta manera, se tiene que el lado que absorbía calor anteriormente, ahora lo disipe y viceversa.

Este efecto hace que las células Peltier sean interesantes para muchas aplicaciones ya que resulta muy sencillo cambiar de bomba de calor a sistema de refrigeración con sólo intercambiar las bornas de la fuente de alimentación.

3.2 Flujos de calor en una célula Peltier

Para poder estudiar en profundidad un dispositivo Peltier es necesario analizarlo térmicamente.

Existen 5 flujos de calor principales, que son:

- Calor absorbido por efecto Peltier, Q_{pc}
- Calor cedido o disipado por efecto Peltier, Q_{ph}
- Calor perdido por efecto Joules, Q_j
- Calor perdido por conducción, Q_{cond}
- Calor perdido por efecto Thompson, Q_t

3.2.1 Calor absorbido y cedido por efecto Peltier

La cara fría de la célula Peltier absorbe energía, luego hay un flujo de calor del lado frío hacia la célula, que a su vez es la suma de todos los calores absorbidos por cada una de las uniones de semiconductores que componen la célula.

Utilizando la ecuación de Peltier, el calor absorbido/disipado por efecto Peltier en una unión es:

$$Q_P = \pi_{xy} \cdot I$$

Siendo:

Q_P el calor absorbido/disipado por la una unión de la célula Peltier en W

I la intensidad de entrada a la célula en A,

π_{xy} el coeficiente de Peltier de una unión en V

Haciendo uso de la ecuación que relaciona el efecto Seebeck con el de Peltier se calcula el calor disipado o absorbido en función de la temperatura de la unión, vista en el apartado 2.2.2.

Dando lo siguiente:

$$\pi_{xy} = \alpha_{xy} \cdot T$$

Donde,

π_{xy} el coeficiente de Peltier de una unión en V

α_{xy} el coeficiente de Seebeck de la unión en V/K

T la temperatura constante en la unión en K

Y por lo tanto, en la cara fría se tiene:

$$Q_{Pc} = \alpha_{xy} \cdot T_c \cdot I$$

Análogamente, del otro lado, la unión de cara caliente cederá energía al ambiente, luego tendremos un flujo de calor cedido desde la célula hacia el lado caliente.

El calor cedido por efecto Peltier es:

$$Q_{Ph} = \alpha_{xy} \cdot T_h \cdot I$$

Para la totalidad de la célula se tiene las mismas fórmulas pero cambian los valores de los coeficientes de Peltier y de Seebeck ya que los valores anteriores son para una unión de semiconductores.

Estos valores son función del número de uniones de semiconductores que componen la célula, son dependientes de la temperatura y se expresan en forma polinómica.

El coeficiente Seebeck de una célula Peltier viene dado por:

$$\alpha = \alpha_1 + \alpha_2 \cdot T + \alpha_3 \cdot T^2 + \alpha_4 \cdot T^3$$

Donde:

α es el coeficiente Seebeck de toda la célula en V/K,

T la temperatura media del módulo en K.

Los valores de α_i representan los coeficientes de Seebeck normalizados para una célula de 71 termopares, 6 Amperios y un rango de temperaturas entre -100°C y 150°C, y son iguales a:

$$\begin{aligned}\alpha_1 &= 1,33450 \cdot 10^{-2} \\ \alpha_2 &= -5,37574 \cdot 10^{-5} \\ \alpha_3 &= 7,45731 \cdot 10^{-7} \\ \alpha_4 &= -1,27141 \cdot 10^{-9}\end{aligned}$$

Esta expresión sólo es válida cuando la diferencia de temperaturas entre caras es 0, es decir cuando las dos caras tienen la misma temperatura. Cuando la diferencia de temperatura entre caras es distinta de cero, los coeficientes Seebeck de cada una de las caras se escriben tal que:

- El coeficiente de Seebeck para la cara fría es:

$$\alpha_{PC} = \alpha_1 \cdot T_C + \frac{\alpha_2 \cdot T_C^2}{2} + \frac{\alpha_3 \cdot T_C^3}{3} + \frac{\alpha_4 \cdot T_C^4}{4}$$

- El coeficiente de Seebeck para la cara caliente es:

$$\alpha_{PH} = \alpha_1 \cdot T_H + \frac{\alpha_2 \cdot T_H^2}{2} + \frac{\alpha_3 \cdot T_H^3}{3} + \frac{\alpha_4 \cdot T_H^4}{4}$$

Donde;

α_{PC} coeficiente de Seebeck para la cara fría en V/K,

α_{PH} coeficiente de Seebeck para la cara caliente en V/K,

α_i coeficiente de Seebeck, normalizados,

T_H temperatura de la cara caliente en K,

T_C temperatura de la cara fría en K.

El coeficiente total normalizado de toda la célula es:

$$\alpha = \frac{\alpha_{PH} - \alpha_{PC}}{\Delta T}$$

Donde;

α es el coeficiente de Seebeck de toda la célula normalizado en V/K,

α_{PC} coeficiente de Seebeck normalizado para la cara fría en V/K,

α_{PH} coeficiente de Seebeck normalizado para la cara caliente en V/K,

ΔT la diferencia de temperaturas de la célula en K.

Cuando la célula no cumple con las características de normalización la transformación es la siguiente:

$$\alpha' = \alpha \cdot \frac{N}{71}$$

Donde;

α' es el coeficiente de Seebeck de toda la célula no normalizado en V/K,

α es el coeficiente de Seebeck de toda la célula normalizado en V/K,

N número de termopares de la nueva célula.

3.2.2 Calor cedido por efecto Joule

Al aumentar la intensidad de entrada existe un aumento proporcional de la potencia de refrigeración, según el efecto Peltier. Es lógico pensar que si se lograra aumentar la intensidad de entrada hasta alcanzar valores muy elevados, se podría

alcanzar, por lo tanto, valores de potencia de refrigeración casi infinitos. Desgraciadamente esto no es posible debido al efecto Joule, que pone en juego otra transferencia de calor en la célula.

El efecto Joule afirma que si por un material, circula una corriente eléctrica, parte de la energía cinética de los electrones en movimiento chocando con los demás átomos es transformada en calor. Es decir, que al circular una corriente en cualquier material, éste se calienta en mayor o menor medida en función de su resistividad y de la magnitud de dicha corriente.

Según James Prescott Joule, el calor disipado depende del cuadrado de la corriente de entrada, como indica la siguiente ecuación:

$$Q_j = R_{xy} \cdot I^2 \cdot t$$

Donde:

Q_j Energía calorífica generada por el efecto Joule
 I Corriente medida en A
 R_{xy} Resistencia eléctrica del semi-conductor en Ω
 t Tiempo en s.

De la misma forma que antes, el calor cedido por efecto Joule para toda la célula depende de la fórmula polinómica de la resistencia eléctrica, esto es:

$$R = R_1 + R_2 \cdot T + R_3 \cdot T^2 + R_4 \cdot T^3$$

Donde:

R resistencia eléctrica de toda la célula en Ω ,
 T : Temperatura media del módulo en K.

Siendo R_i los coeficientes normalizados de resistencia eléctrica, para una misma célula de características 71 termopares, de 6 Amperios y un rango de temperaturas entre -100°C y 150°C, tales que:

$$\begin{aligned} R_1 &= 2,08317 \\ R_2 &= -1,98763 \cdot 10^{-2} \\ R_3 &= 8,53832 \cdot 10^{-5} \\ R_4 &= -9,03143 \cdot 10^{-8} \end{aligned}$$

Para cada una de las caras, la resistencia es la siguiente:

- la resistencia eléctrica para la cara fría es:

$$R_{PC} = R_1 \cdot T_C + \frac{R_2 \cdot T_C^2}{2} + \frac{R_3 \cdot T_C^3}{3} + \frac{R_4 \cdot T_C^4}{4}$$

- la resistencia eléctrica para la cara caliente es:

$$R_{PH} = R_1 \cdot T_H + \frac{R_2 \cdot T_H^2}{2} + \frac{R_3 \cdot T_H^3}{3} + \frac{R_4 \cdot T_H^4}{4}$$

Donde;

R_{PC} resistencia para la cara fría en Ω ,

R_{PH} resistencia para la cara caliente en Ω ,

R_i coeficientes de resistencia, normalizados,

T_H temperatura de la cara caliente en K,

T_C temperatura de la cara fría en K.

La resistencia total normalizada de toda la célula es:

$$R = \frac{R_{PH} - R_{PC}}{\Delta T}$$

Donde;

R es la resistencia de toda la célula normalizada en Ω ,

R_{PC} resistencia para la cara fría en Ω ,

R_{PH} resistencia para la cara caliente en Ω ,

ΔT diferencia de temperaturas de la célula en K.

Para el cálculo de la resistencia de una célula que no cumple con las características de normalización la transformación es la siguiente:

$$R' = R \cdot \frac{6}{I_{\max}} \cdot \frac{N}{71}$$

Donde;

R' es la resistencia de toda la célula no normalizada en Ω ,

R es la resistencia de toda la célula normalizada en Ω ,

N número de termopares de la nueva célula,

I_{\max} la intensidad óptima o máxima de la nueva célula.

3.2.3 Calor por transmisión de calor por conducción

La diferencia de temperaturas, al igual que la intensidad, es otro parámetro importante para el estudio térmico de un dispositivo Peltier. Cuanta más alta es esa diferencia, mayor flujo de calor hay entre las dos caras de la célula.

Pero de la misma forma que en el anterior apartado, no se puede alcanzar una diferencia de temperaturas infinita con sólo aumentar la intensidad de entrada o la potencia de refrigeración o calefacción máxima.

Esto es debido a que cuando se tiene una diferencia de temperaturas entre los dos lados de un material, se produce en mayor o menor medida un fenómeno de transmisión de calor por conducción en el semiconductor.

A medida que la diferencia de temperaturas aumenta, el fenómeno de calor por conducción crece hasta llegar a un punto en el que se alcanza una diferencia de temperatura máxima. A partir de ese punto todo el calor bombeado retorna al punto de partida y la célula no calienta ni enfría más. En los dispositivos que se encuentran en el mercado, esta temperatura está entre los 55°C y 65°C.

El valor del calor por conducción cumple con la ley de Fourier, y es igual para cada unión de la célula a:

$$Q_{cond} = \lambda_{xy} \cdot A_{xy} \cdot \frac{\delta T}{\delta x}$$

Donde:

Q_{cond} calor generado por conducción en W

T temperatura en K

λ_{xy} Conductividad del material semiconductor en W/K·m

A_{xy} Área transversal al flujo de calor de cada semiconductor en m²

x Distancia entre caras.

Cabe destacar que:

$$\lambda_{xy} \cdot A_{xy} = K_{xy}$$

Donde K_{xy} representa la conductividad de cada unión de la célula Peltier en W/K.

El parámetro de conductividad térmica de la célula, al igual que los parámetros anteriores como el coeficiente de Seebeck y la resistencia del semiconductor, también es dependiente de la temperatura y puede expresarse como:

$$K = K_1 + K_2 \cdot T + K_3 \cdot T^2 + K_4 \cdot T^3$$

Donde:

K : conductividad de toda la célula en W/K,

T: Temperatura media del módulo en K.

Siendo K_i los coeficientes normalizados, al igual que los α_i y los R_i , para una misma célula compuesta por 71 termopares, de 6 Amperios y un rango de temperaturas entre -100°C y 150°C , tal que:

$$\begin{aligned}K_1 &= 4,76218 \cdot 10^{-1} \\K_2 &= -3,89821 \cdot 10^{-6} \\K_3 &= -8,64864 \cdot 10^{-6} \\K_4 &= 2,20868 \cdot 10^{-8}\end{aligned}$$

Para cada una de las caras, se tiene que:

- la conductividad térmica para la cara fría es:

$$K_{PC} = K_1 \cdot T_C + \frac{K_2 \cdot T_C^2}{2} + \frac{K_3 \cdot T_C^3}{3} + \frac{K_4 \cdot T_C^4}{4}$$

- la conductividad térmica para la cara caliente es:

$$K_{PH} = K_1 \cdot T_H + \frac{K_2 \cdot T_H^2}{2} + \frac{K_3 \cdot T_H^3}{3} + \frac{K_4 \cdot T_H^4}{4}$$

Donde;

K_{PC} conductividad para la cara fría en W/K,

K_{PH} conductividad para la cara caliente en W/K,

K_i coeficiente de conductividad normalizados,

T_H temperatura de la cara caliente en K,

T_C temperatura de la cara fría en K.

La conductividad total normalizada de toda la célula es:

$$K = \frac{K_{PH} - K_{PC}}{\Delta T}$$

Donde;

K es la conductividad de toda la célula normalizado en W/K,

K_{PC} conductividad para la cara fría en W/K,

K_{PH} conductividad para la cara caliente en W/K,

ΔT diferencia de temperaturas de la célula en K.

Para el cálculo de la conductividad de una célula que no cumple con las características de normalización la transformación es la siguiente:

$$K' = K \cdot \frac{6}{I_{\max}} \cdot \frac{N}{71}$$

Donde;

K' es la conductividad de toda la célula de toda la célula no normalizada en W/K,

K es la conductividad de toda la célula normalizada en W/K,

N número de termopares de la nueva célula

I_{\max} la intensidad óptima o máxima de la nueva célula.

3.2.4 Calor por efecto Thompson

Finalmente aparece el último flujo de calor. Éste es debido al efecto Thompson que implica la aparición de un flujo de calor entre el material y el exterior, al circular una corriente a través de un gradiente de temperatura.

Las pérdidas de calor por efecto Thompson en la cara fría vienen dadas por la ecuación:

$$\frac{\partial Q_t}{\partial x} = \tau \cdot I \cdot \frac{\delta T}{\delta x}$$

Donde;

$\frac{\partial Q_t}{\partial x}$	Potencia calorífica generada o absorbida por segmento de material
τ	Coeficiente Thompson
I :	Densidad de corriente eléctrica que circula por el conductor
$\frac{\delta T}{\delta x}$	Gradiente de temperatura

Normalmente, en el rango de temperaturas en los que trabaja una célula Peltier la transmisión de calor producida por el efecto Thompson suele ser insignificante en comparación con la de los demás efectos termoeléctricos.

Luego este efecto se considerará despreciable.

3.3 Balance de calor en una célula Peltier

El cálculo del calor total absorbido o disipado en cada una de las caras es función de todas las transferencias de calor generadas por los diferentes efectos termoeléctricos.

La representación de todos los flujos de calor en una célula Peltier es:

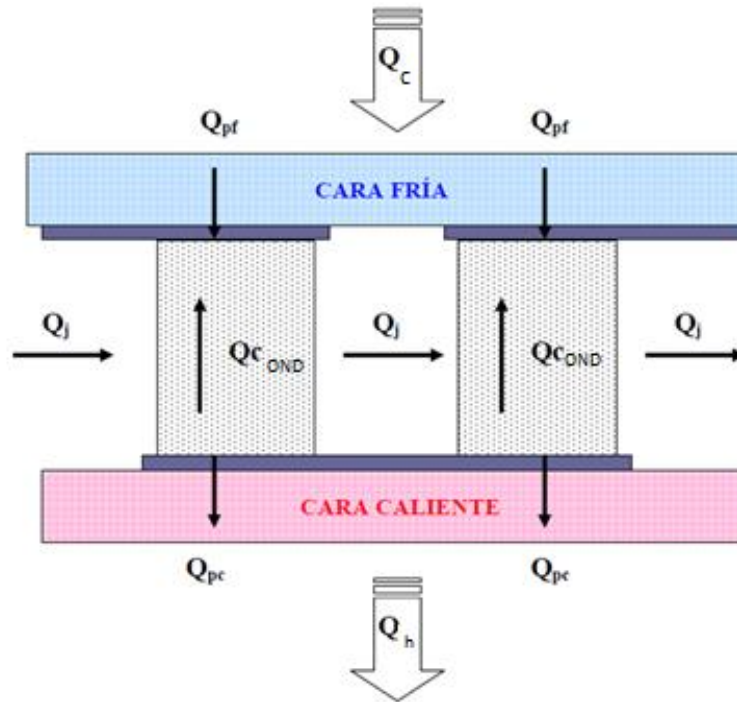


Figura 8. Balance de calor en una célula Peltier.

Donde

Q_c : Calor total absorbido por la célula Peltier.

Q_h : Calor total disipado por la célula Peltier.

Q_{pc} : Calor absorbido por efecto Peltier en la cara fría.

Q_{ph} : Calor disipado por efecto Peltier en la cara caliente.

Q_{cond} : Calor generado por efecto de la conducción interna. (Parte del calor de la parte caliente vuelve a la cara fría por la diferencia de temperatura).

Q_j : Calor generado por efecto Joule por unidad de tiempo. (Calor generado por el nivel de corriente que calienta la célula globalmente).

3.3.1 Balance de calor en la cara caliente

Balance de calor en la cara caliente es el siguiente:

$$Q_h = Q_{ph} + Q_{jh} - Q_{condh}$$

Donde:

Q_h : Calor total disipado por la célula Peltier en W.

Q_{jh} : Calor generado por efecto Joule en la cara caliente por unidad de tiempo. Que tiene la siguiente expresión:

$$Q_{jh} = \frac{1}{2} \cdot R_{PC} \cdot I^2$$

Q_{condh} : Calor generado por efecto de la conducción interna en la cara caliente en W. Que aplicado al dispositivo Peltier resulta:

$$Q_{condh} = \frac{T_h - T_c}{R_{th}}$$

Donde:

T_h temperatura de la cara caliente en K

T_c temperatura de la cara fría en K

R_{th} resistividad térmica de semiconductor en K/W

$$R_{th} = \frac{l}{\lambda_{PC} \cdot A_{PC}} = \frac{l}{K_{PC}}$$

Luego se tiene que:

$$Q_{condh} = \frac{(T_h - T_c) \cdot A_{PC} \cdot \lambda_{PC}}{l} = \frac{(T_h - T_c) \cdot K_{PC}}{l}$$

El balance de calor de la cara caliente queda por lo tanto:

$$Q_h = \alpha \cdot T_h \cdot I + \frac{1}{2} \cdot R \cdot I^2 - \frac{(T_h - T_c) \cdot K_{PC}}{l}$$

3.3.2 Balance de calor en la cara fría

Por otro lado, el balance de calor en la cara fría resulta:

$$Q_c = Q_{pc} - Q_{jc} - Q_{condc}$$

Donde:

Q_c : Calor total absorbido por la célula Peltier en W.

Q_{jc} : Calor generado por efecto Joule en la cara fría por unidad de tiempo. Que tiene la siguiente expresión:

$$Q_{jc} = \frac{1}{2} \cdot R \cdot I^2$$

Q_{condc} : Calor generado por efecto de la conducción interna en la cara caliente en W.

Que aplicado al dispositivo Peltier resulta:

$$Q_{condc} = \frac{T_h - T_c}{R_{th}}$$

Donde:

T_h temperatura de la cara caliente en K

T_c temperatura de la cara fría en K

R_{th} resistividad térmica de semiconductor

$$R_{th} = \frac{l}{\lambda_{PH} \cdot A_{PH}} = \frac{l}{K_{PH}}$$

Luego se tiene que:

$$Q_{condc} = \frac{(T_h - T_c) \cdot A_{PH} \cdot \lambda_{PH}}{l} = \frac{(T_h - T_c) \cdot K_{PH}}{l}$$

El balance de calor de la cara fría queda por lo tanto:

$$Q_c = \alpha \cdot T_c \cdot I - \frac{1}{2} \cdot R \cdot I^2 - \frac{(T_h - T_c) \cdot A_{PH} \cdot \lambda_{PH}}{l}$$

3.4 Parámetros fundamentales de un dispositivo Peltier

3.4.1 Potencia térmica de la célula

La potencia térmica de la célula que viene dado por la diferencia entre el flujo de calor de la cara caliente y la fría. Que es lo mismo que:

$$P_t = Q_h - Q_c = \alpha \cdot I \cdot (T_h - T_c) + R \cdot I^2$$

Donde:

Q_c : Calor total absorbido por la célula Peltier en W.

Q_h : Calor total disipado por la célula Peltier en W.

I intensidad de entrada a la célula en A

R resistencia eléctrica de la célula en Ω

α_{xy} coeficiente de Seebeck de la unión en V/°K

T_h temperatura de la cara caliente en K

T_c temperatura de la cara fría en K

3.4.2 Tensión de entrada de la célula

Si relacionamos la potencia térmica con la eléctrica, estas dos deben ser iguales lo que resulta que:

$$P_t = P_e$$

$$\alpha \cdot I \cdot (T_h - T_c) + R \cdot I^2 = V_{en} \cdot I^2$$

Donde las variables son las mismas que las del apartado anterior exceptuando la V_{en} que es la tensión de entrada de la célula en V.

Podemos despejar entonces que la tensión de entrada necesaria debe de ser:

$$V_{en} = \alpha \cdot (T_h - T_c) + R \cdot I$$

3.4.3 Coeficiente de operación en caso de refrigeración

En todo estudio térmico que se precie debe definirse el coeficiente de rendimiento. En vez de la eficiencia térmica, que se toma como criterio en el análisis de

las máquinas térmicas, el estándar para la eficiencia de la energía en los procesos de refrigeración es el coeficiente de operación COP.

Se define comúnmente como el cociente de lo que se desea entre lo que debemos dar. El objetivo de un refrigerador es el extraer el calor de una región que se halla a baja temperatura a fin de mantener esta en un valor deseado.

Por tanto el coeficiente de operación (COP) de un refrigerador se define como:

$$COP = \frac{Q_c}{P_e}$$

Donde;

Q_c : calor total absorbido por la célula Peltier en W

P_e potencia eléctrica de la célula en W

El COP o también llamado coeficiente de operación es el equivalente al rendimiento para los motores térmicos. Por definición es la relación entre el calor útil, o extraído para una máquina frigorífica y la energía eléctrica aportada.

Si se desarrolla la ecuación del COP se tiene:

$$COP = \frac{\alpha \cdot T_c \cdot I - \frac{1}{2} \cdot R \cdot I^2 - \frac{(T_h - T_c) \cdot A \cdot \lambda}{l}}{\alpha \cdot (T_h - T_c) \cdot I + R \cdot I^2}$$

Para poder hallar cual es el máximo de esta función derivamos el COP en función de la variable I, intensidad de entrada e igualamos a cero, es decir:

$$\frac{\partial COP}{\partial I} = 0$$

Se tiene por tanto un valor de la corriente máxima de entrada para el cual el rendimiento es máximo siendo este:

$$I_{COPmax} = \frac{\alpha \cdot \Delta T}{R \cdot (\sqrt{1 + \gamma \Delta T} + 1)}$$

Con;

$$\gamma = \frac{\alpha^2 \cdot l}{2 \cdot R \cdot A \cdot \lambda}$$

El valor del COP máximo para $I = I_{COP_{max}}$ es:

$$COP_{max} = \frac{T_c}{T_h - T_c} \cdot \frac{\sqrt{1 + \gamma \Delta T} - \frac{T_c}{T_h}}{\sqrt{1 + \gamma \Delta T} + 1}$$

Por otro lado la expresión del calor absorbido cuando se alcanza el máximo COP es:

$$Q_{max_{opt}} = \Delta T \cdot \left[\frac{\alpha^2}{R \cdot (\sqrt{1 + \gamma \Delta T} + 1)} \cdot \left(T_c - \frac{\Delta T}{2 \cdot (\sqrt{1 + \gamma \Delta T} + 1)} \right) - \frac{A \cdot \lambda}{l} \right]$$

Con;

$$\gamma = \frac{\alpha^2 \cdot l}{2 \cdot R \cdot A \cdot \lambda}$$

3.4.4 Calor absorbido máximo teórico

Análogamente al caso anterior, es interesante analizar cuál será el máximo calor absorbido o bombeado por la célula. Para ello, se obtiene su valor haciendo la derivada del calor absorbido por la célula con respecto a la intensidad e igualando a cero:

$$\frac{\partial Q_c}{\partial I} = 0$$

Y por tanto;

$$\frac{\partial \left[\alpha \cdot T_c \cdot I - \frac{1}{2} \cdot R \cdot I^2 - \frac{(T_h - T_c) \cdot A \cdot \lambda}{l} \right]}{\partial I} = 0$$

Esto nos da otro valor de corriente que es el de entrada a la célula cuando el enfriamiento es máximo y cuyo valor es:

$$I_{Q_{max_{max}}} = \frac{\alpha \cdot T_c}{R}$$

La máxima capacidad de bombeo se obtiene substituyendo el valor de la corriente para un enfriamiento máximo obtenido anteriormente, en la expresión de la cantidad de valor absorbido. De esta manera el calor máximo absorbido teórico es:

$$Q_{\max_max} = \frac{\alpha^2 \cdot T_c^2}{2 \cdot R} - \frac{A \cdot \lambda}{l} \cdot \Delta T$$

Sustituyendo esta expresión de la corriente en la ecuación del COP obtenemos el rendimiento que da la célula cuando el enfriamiento es máximo que resulta:

$$COP_{Q_{\max_max}} = \frac{T_c}{2 \cdot T_h} - \frac{R \cdot A \cdot \lambda}{\alpha_{xy}^2 \cdot l} \cdot \left(\frac{1}{T_c} - \frac{1}{T_h} \right)$$

3.4.5 Diferencia de temperaturas máximas

Si en la ecuación anterior del $COP_{Q_{\max_max}}$ eliminamos la unión entre los dos semiconductores, este coeficiente de operación cae a cero y nos da el valor de la diferencia de temperaturas máxima que puede existir en un semiconductor. Esto es:

$$\Delta T_{\max} = \gamma \cdot \frac{T_c^2}{2}$$

3.4.6 Figura de mérito

La figura de mérito es un parámetro de medida del comportamiento de una célula o un material, medido en amperios.

Éste, en una célula Peltier, es función del efecto termoeléctrico Seebeck, la resistencia eléctrica y el coeficiente de conductividad, tal que:

$$Z = \alpha \cdot \frac{T_c}{R}$$

Donde;

α es el coeficiente de Seebeck de toda la célula normalizado en V/K,

R es la resistencia eléctrica de la célula en Ω

T_c es la temperatura de la cara fría en K

Para mayores valores de Z se tiene mayor eficiencia termodinámica, según ciertas disposiciones, en particular el requisito de que los dos materiales del par tengan valores Z similares.

La figura de mérito, es por lo tanto, un parámetro muy conveniente para comparar la eficiencia del potencial de dispositivos usando materiales diferentes. Valores de $Z=1$ se consideran buenos, y valores de al menos en el rango de 3-4 se consideran esenciales para que la termoelectricidad compita con la generación mecánica y refrigeración en eficiencia. Hasta ahora, los mejores valores Z alcanzados están en el rango de 2-3.

4 Estudio de las células y módulos Peltier existentes

Como hay todo tipo de dispositivos Peltier en el mercado, es necesario saber bien los requisitos de la aplicación para poder elegir el más adecuado. Durante todo este apartado se analizan las células Peltier que se ofrecen actualmente.

Para la elección de un dispositivo termoeléctrico es necesario saber:

- cuales son los fluidos térmicos de los que se va a hacer uso, agua o aire principalmente. En este proyecto el aire es el fluido térmico utilizado.
- las condiciones de uso más significativas, es decir, las principales características que se estudian para elegir una célula Peltier.
- Y en último lugar, definir el módulo termoeléctrico que es el dispositivo donde se va a incorporar la célula elegida.

4.1 Curvas características de una célula Peltier

Seleccionar la apropiada célula Peltier para una aplicación específica requiere una evaluación de todo el sistema del enfriador.

Cualquier catálogo del mercado de células Peltier, proporciona el valor de los siguientes parámetros:

- Número de niveles de la célula, N
- Calor disipado o bombeado máximo, Q_{c_max}
- Intensidad de entrada I ,
- Tensión de entrada V_{en} o también llamada V_{in}
- Dimensiones de la célula
- Coeficiente de operación COP

Además el fabricante una vez elegida la célula, proporciona las siguientes gráficas de operación:

- Gráfica del calor disipado o bombeado, Q_c en función de la intensidad de entrada I ,
- Gráfica de la tensión de entrada V_{en} o también llamada V_{in} en función de la intensidad de entrada I ,
- Gráfica del coeficiente de operación COP en función de la intensidad de entrada I .

4.1.1 Gráfica del calor absorbido o bombeado Q_c con respecto a la intensidad de entrada I

La figura 9 es un ejemplo de gráficas proporcionadas por el suministrador de la célula Peltier, suelen representarse en función de un intervalo de diferencia de temperaturas y de unos valores de partida. En este caso, las gráficas muestran el calor disipado o bombeado, Q_c en función de la intensidad de entrada I .

Las gráficas vienen definidas a partir de unos valores de partida utilizados en la toma de muestras, como son para este ejemplo:

1. la temperatura del lado caliente, T_h , 50°C ,
2. el número de pares de semiconductores, en este caso 71,
3. y la intensidad máxima alcanzada, 6 A.

Estos valores se determinan una vez elegida la célula.

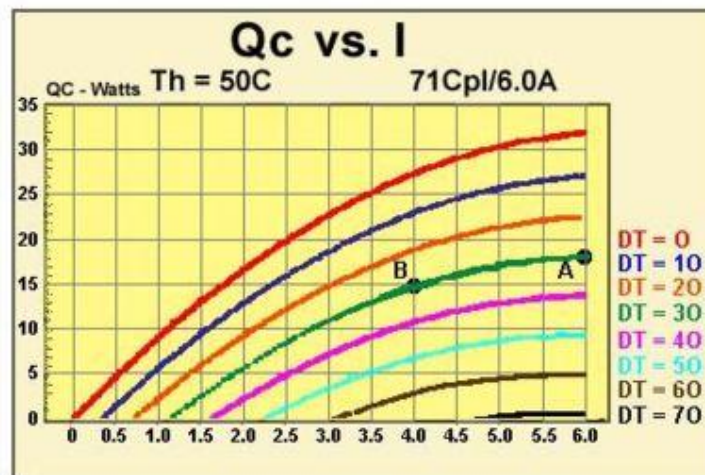


Figura 9. Gráfica del calor bombeado en función de la intensidad.

Tomando como ejemplo las gráficas de la figura 9, si se supone que se requiere una temperatura del lado frío, T_c de 20 $^\circ\text{C}$, es decir, $\Delta T = 30^\circ\text{C}$ (con la temperatura del lado caliente, $T_h = 50^\circ\text{C}$), el mayor valor de Q_{c_max} es 18 W, (punto A) con una intensidad de entrada de 6 A.

Por otro lado, si por ejemplo, se quiere las mismas condiciones, pero con un calor bombeado que ya no es máximo, Q_c de 15 W, la corriente de entrada debe disminuir hasta alcanzar 4 A (punto B).

Estas gráficas las suministra el propio fabricante a partir de datos experimentales pero se sostienen en las ecuaciones térmicas de una célula Peltier explicadas en el apartado 3.

En concreto siguiendo con la explicación dada en el apartado 3.3.2, el valor del calor absorbido Q_c tiene la siguiente expresión:

$$Q_c = -\frac{1}{2} \cdot R \cdot I^2 + \alpha \cdot T_c \cdot I - \frac{(T_h - T_c) \cdot A_{PH} \cdot \lambda_{PH}}{l}$$

Es una función parabólica como se puede comprobar con las gráficas de la figura 9, tal que:

$$Q_c = a \cdot I^2 + b \cdot I + c$$

Con los valores:

$$a = -\frac{1}{2} \cdot R$$

$$b = \alpha \cdot T_c$$

$$c = -\frac{(T_h - T_c) \cdot A_{PH} \cdot \lambda_{PH}}{l}$$

El valor del término a es negativo, lo que da concavidad a las gráficas. Su término independiente c , es negativo y depende del incremento de temperaturas ΔT , lo que demuestra observando la gráficas de la figura 9 que cuanto mayor sea éste, la gráfica se desplaza hacia valores menores en el eje de las ordenadas.

4.1.2 Gráfica de la tensión de entrada V_{en} con respecto a la intensidad de entrada I

En la figura 10 se observa los valores que toma la tensión de entrada (V_{en}) en función de la intensidad de entrada (I) para diferentes diferencias de temperaturas ΔT , siendo las condiciones de la muestra, las mismas que las del apartado 4.1.1.

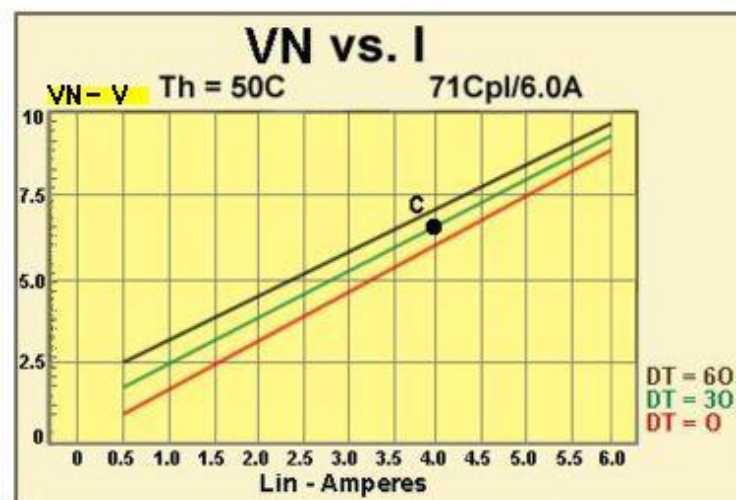


Figura 10. Gráfica de la tensión de entrada en función de la intensidad.

Si se continúa con el ejemplo anterior y con los mismos datos de entrada, para una intensidad de entrada I de 4 A y una diferencia de temperaturas, ΔT de 30 °C, se obtiene el punto C, que proporciona un valor de la tensión de entrada de aproximadamente 6,7 V.

Las gráficas de la figura 10, representan el conjunto de datos experimentales que obtiene el fabricante cuando mide la tensión de entrada variando la intensidad y la diferencia de temperaturas. Pero estos datos también verifican la ecuación que se ha hallado en el apartado 3.4.2 tal que:

$$V_{en} = \alpha \cdot (T_h - T_c) + R \cdot I$$

La tensión de entrada es lineal con respecto a la intensidad de entrada, tanto en las gráficas de la figura 10 como en la ecuación de arriba, siendo su término independiente proporcional a la diferencia de temperaturas entre caras.

4.1.3 Gráfica del coeficiente de operación con respecto a la intensidad de entrada I

El gráfico de la figura 11 muestra la variación del COP en función de la intensidad (I) para un rango de diferencia de temperatura (ΔT).

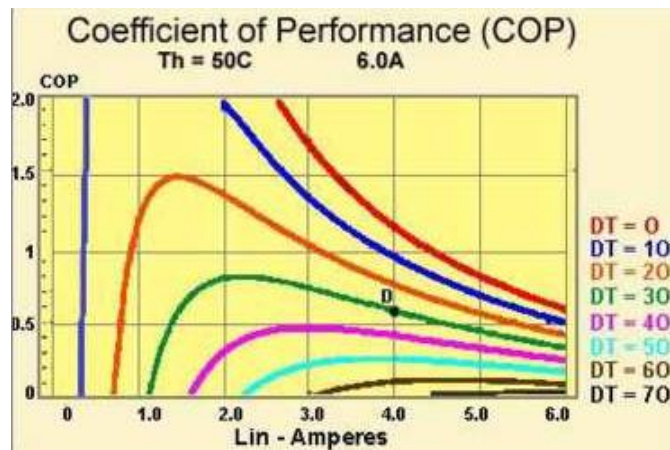


Figura 11. Gráfico del COP en función de la I .

Siguiendo con el ejemplo ($I = 4$ A, $\Delta T = 30$ °C), se obtiene el punto D, que muestra que el COP para el caso estudiado es de aproximadamente 0,58.

Este gráfico es la unión de los dos anteriores y de la misma manera que los anteriores existe una fórmula matemática que se desarrolla en el apartado 3.4.3 y que es:

$$COP = \frac{\alpha \cdot T_c \cdot I - \frac{1}{2} \cdot R \cdot I^2 - \frac{(T_h - T_c) \cdot A \cdot \lambda}{l}}{\alpha \cdot (T_h - T_c) \cdot I + R \cdot I^2}$$

4.2 Clasificación de células Peltier

En este apartado, se ha realizado un estudio de las células Peltier que se pueden hallar en el mercado actual y se han resumido sus características básicas según los principales suministradores.

Las células Peltier que en este apartado se presentan son:

- Célula Termoeléctrica estándar
- Célula multietapa o en cascada
- Microcélula
- Célula de alta potencia
- Célula de alta temperatura
- Célula serie-paralelo
- Célula cíclica
- Célula con orificio central
- Célula circular

4.2.1 Célula termoeléctrica estándar.

Las células termoeléctricas estándar son las más sencillas dentro de los dispositivos termoeléctricos.

Tienen un rango de temperaturas de $\Delta T = 75^{\circ}\text{C}$, siendo la temperatura máxima de la cara caliente de 80°C y partiendo de una temperatura ambiente de 25°C .

Esta característica hace que este tipo de células puedan aplicarse tanto para procesos industriales como comerciales, como por ejemplo la biomedicina o la producción alimentaria.

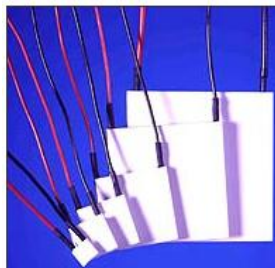


Figura 12. Célula termoeléctrica estándar

Usando una o más células termoeléctricas estándar, como las de la figura 12, se puede diseñar un sistema de enfriamiento con un amplio rango de potencia (hasta varios cientos de Watios).

La tabla 1 adjunta resume los valores que pueden alcanzar durante su funcionamiento.

Tabla 1. Características de una célula Peltier estándar

MAGNITUD	RANGO	UNIDADES
Intensidad (I)	3..40	A
Capacidad máxima de calor bombeado (Qmax)	1..95	W
Tensión (V)	2..17	V
Diferencia de Temperaturas máxima (ΔT_{max})	68..72	°C
Dimensiones	8x8x3,6..50x50x5	mm

4.2.2 Células multietapas o en cascada

Las células termoeléctricas multietapa o en cascada están diseñadas para proporcionar mayores diferencias de temperatura de las que pueden obtener con los módulos estándar de una sola etapa. Son dispositivos termoeléctricos como las células estándar pero puestas en paralelo formando varios pisos de semiconductores lo que proporciona en conjunto una mayor diferencia de temperaturas en cadena.

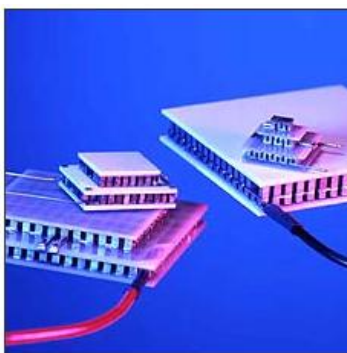


Figura 13. Células Peltier multietapa.

Estas células de múltiples etapas, se usan en aplicaciones de baja temperatura donde se requiere una capacidad de enfriamiento moderada, como por ejemplo detectores de infrarrojos, CCD, instrumentos analíticos o electroóptica.

Su temperatura máxima de operación sigue siendo 80°C pero la diferencia de temperaturas puede alcanzar hasta de $\Delta T = 106^{\circ}\text{C}$ con una $I_{max} = 3.5\text{A}$, en el caso de que sea de nivel 2, es decir que tengamos dos niveles de cascada.

También existen casos en los que se pueden superponer hasta 3 células donde se

alcanza para una intensidad de entrada máxima, $I_{\max} = 6A$ una diferencia de temperaturas máxima de $\Delta T = 111^{\circ}C$. Poseen los mismos tamaños que las células estándar sólo que en este caso tienen mayor espesor.

La tabla 2 resume los valores característicos de una célula Peltier en cascada de nivel dos.

Tabla 2. Características de una célula Peltier en cascada nivel 2.

MAGNITUD	RANGO	UNIDADES
Intensidad (I)	3,5..24	A
Capacidad máxima de calor bombeado (Qmax)	18..37	W
Tensión (V)	8,2..18,20	V
Diferencia de Temperaturas máxima (ΔT_{\max})	95..100	$^{\circ}C$
Dimensiones	20x20x6,45..39,7x39,7x6,8	mm

Aunque pueden existir células Peltier en cascada de varios niveles las más usuales son los de nivel dos y nivel tres, ya que la diferencia de temperaturas con un nivel cuatro o superior no compensa con respecto a la potencia eléctrica necesaria a suministrar.

En la tabla 3 se describen los valores de los parámetros de una célula Peltier en cascada de nivel tres.

Tabla 3 Características de una célula Peltier en cascada nivel 3.

MAGNITUD	RANGO	UNIDADES
Intensidad (I)	4,5..6	A
Capacidad máxima de calor bombeado (Qmax)	9,70..22	W
Tensión (V)	8,6..18,30	V
Diferencia de Temperaturas máxima (ΔT_{\max})	111	$^{\circ}C$
Dimensiones	20x20x9,65..39,7x39,7x6,8	mm

4.2.3 Micro células

Este tipo de células se caracterizan por su tamaño reducido llegando a tener una

superficie de intercambio mínima de 16,01 mm² con valores de calor disipado/absorbido máximo de cerca de 9 W.

Están, por lo tanto, especialmente diseñadas para aplicaciones de bajo efecto donde el espacio es limitado, tales como componentes ópticos, sensores y láseres utilizados en opto-electrónica e industria de telecomunicaciones.

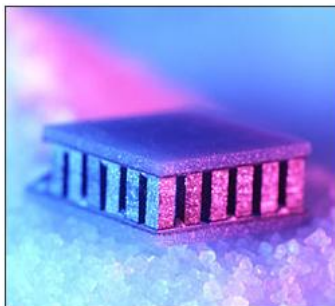


Figura 14. MicroCélula Peltier.

Se puede resumir los valores que puede alcanzar esta célula en la siguiente tabla 4.

Tabla 4 Características de una microcélula.

MAGNITUD	RANGO	UNIDADES
Intensidad (I)	1,20..2,50	A
Capacidad máxima de calor bombeado (Qcmax)	0,63..8,70	W
Tensión (V)	0,96..8,90	V
Diferencia de Temperaturas máxima (ΔTmax)	70	°C
Dimensiones	4,01x4,01x2,39..12,10x12,10x2,34	mm

4.2.4 Células de alta potencia

Las células Peltier de alta potencia están diseñadas con el fin de maximizar la capacidad de calor bombeado. La potencia de refrigeración por unidad de superficie puede llegar a 14 W/cm²,

Debido a las altas densidades de refrigeración, estas células se destinan a aplicaciones en las que es necesario bombear una gran cantidad de calor en pequeñas superficies tales como láser, PCR y test térmicos de microprocesadores.



Figura 15. Célula Peltier de alta Potencia.

La tabla 5 resume los valores característicos de una célula Peltier de alta potencia.

Tabla 5 Características de una célula Peltier de alta potencia.

MAGNITUD	RANGO	UNIDADES
Intensidad (I)	6..24	A
Capacidad máxima de calor bombeado (Q _{cmax})	85,1..340,5	W
Tensión (V)	8,9..35,8	V
Diferencia de Temperaturas máxima (ΔT _{max})	68..71	°C
Dimensiones	30x30x3,3..55x55x4,0	mm

Como se observa en esta tabla estas unidades electrotérmicas de un sólo cuerpo permiten obtener mayores capacidades que las vistas en las células estándar termoeléctrica, llegando hasta 280W de calor bombeado.

4.2.5 Células de alta temperatura

De la misma forma que en el apartado anterior hay algunas aplicaciones en las que alcanzar una muy alta temperatura es una característica principal de la aplicación. Para ello se usan células Peltier de alta temperatura. Éstas permiten un funcionamiento a largo plazo a una temperatura del lado caliente de hasta 150°C, manteniendo un rendimiento de refrigeración alto.

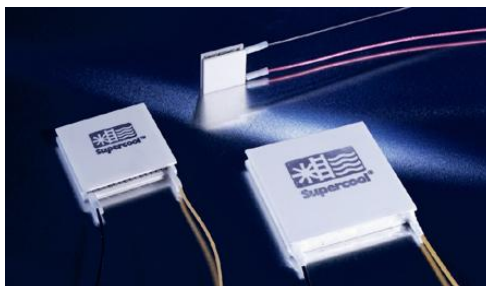


Figura 16. Célula Peltier de alta temperatura.

Los valores para sus principales parámetros se resumen en la tabla 6.

Tabla 6 Características de una célula Peltier de alta temperatura.

MAGNITUD	RANGO	UNIDADES
Intensidad (I)	2,6..8,5	A
Capacidad máxima de calor bombeado (Qcmax)	8..77,6	W
Tensión (V)	3,8..15,7	V
Diferencia de Temperaturas máxima (ΔT_{max})	69..74	°C
Dimensiones	15x15x3,6..40x40x4,8	mm

4.2.6 Células serie-paralelo

Las células serie-paralelo ofrecen el mismo nivel de producción de frío y calidad que las células estándares estudiadas pero se caracterizan por tener dos circuitos eléctricos separados en su interior.

Esta característica es específica de este tipo de productos y permite conectarlos en serie o en paralelo en función de la potencia requerida en la aplicación (mayor cuando se conectan en serie) o la seguridad que requiera el sistema (mayor cuando se conectan en paralelo).

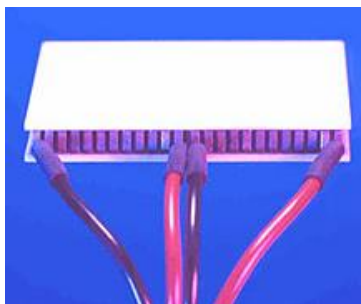


Figura 17 Célula Peltier Serie paralelo

Se puede resumir los valores que puede alcanzar esta célula en la siguiente tabla 7.

Tabla 7 Características de una célula Peltier serie paralelo.

MAGNITUD	RANGO				UNIDADES
Intensidad (I)	Ser	1,9	Ser	3,6	A
	Par	3,7	Par	7,2	
Capacidad máxima de calor bombeado (Q _{cmax})	36,6..70				W
Tensión (V)	Ser	31,4	Ser	31,8	V
	Par	15,7	Par	15,9	
Diferencia de Temperaturas máxima (ΔT_{max})	69..72				°C
Dimensiones	40x40x3,6..40x40x4,8				mm

4.2.7 Células cíclicas

Las células Peltier cíclicas están expresamente diseñadas para aplicaciones en las que las temperaturas de trabajo describen ciclos. En este tipo de aplicaciones, las células termoeléctricas están expuestas a una mayor fatiga térmica debido a los cambios rápidos de temperatura que disminuyen su vida útil.



Figura 18. Células cíclicas.

Las aplicaciones típicas para este tipo de células son los chillers, dispositivos PCR, ciclos térmicos y analizadores.

La tabla 8 resume los principales valores que alcanzan según los fabricantes, este tipo de células.

Tabla 8. Características de una célula Peltier cíclicas

MAGNITUD	RANGO	UNIDADES
Intensidad (I)	4..24	A
Capacidad máxima de calor bombeado (Q _{cmax})	31..72	W
Tensión (V)	4,30..17,5	V
Diferencia de Temperaturas máxima (ΔT_{max})	72	°C
Dimensiones	29,7x29,7x3,94..40,1x40,1x4,7	mm

4.2.8 Células con orificio central

Las células termoelectricas Peltier con orificio central figura 19, proporcionan menor capacidad de refrigeración de una célula estándar como se puede observar en la pero con la característica de que poseen un agujero central útil para pasar a través de ella luz, cables u otros elementos.

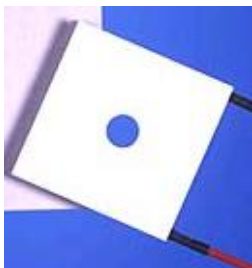


Figura 19. Célula con orificio central

De la misma forma que las estándar estos elementos se usan en equipos industriales, equipos eléctricos, instrumentación de laboratorio y optoelectrónica. Además poseen una estrecha tolerancia de $\pm 0.025\text{mm}$ lo que proporciona mayor seguridad para las aplicaciones en equipos pequeños en los que la geometría es una característica imprescindible para su elección.

Los diámetros de los orificios centrales están comprendidos entre 4,7 y 27 mm.

La tabla 9 resume los valores característicos de una célula Peltier con orificio central.

Tabla 9. Características de una célula Peltier con orificio central.

MAGNITUD	RANGO	UNIDADES
Intensidad (I)	3..6	A
Capacidad máxima de calor bombeado (Qmax)	5,2..56	W
Tensión (V)	3,2..17,2	V
Diferencia de Temperaturas máxima (ΔT_{max})	72	°C
Dimensiones	15x15x3,18..39,7x39,7x4,7	mm

4.2.9 Células circulares

Su principal característica es su forma redonda que hace de estos refrigeradores termoelectricos una solución para aplicaciones en las que el factor de forma es crítico.

Principalmente se suelen utilizar en optoelectrónica y laboratorio. Al igual que las

descritas anteriormente poseen tolerancias estrechas de $\pm 0.025\text{mm}$.



Figura 20. Ejemplos de células circulares.

Las células Peltier circulares pueden alcanzar los valores descritos en la tabla 10.

Tabla 10. Características de una célula Peltier circular.

MAGNITUD	RANGO	UNIDADES
Intensidad (I)	6	A
Capacidad máxima de calor bombeado (Q_{max})	6,2	W
Tensión (V)	1,9	V
Diferencia de Temperaturas máxima (ΔT_{max})	72	°C
Dimensiones	Diámetro interior 14 Diámetro exterior 26 Espesor 3,31	mm

4.3 Módulo Peltier

4.3.1 Descripción de los módulos Peltier

Para alcanzar un buen rendimiento y una buena transmisión del calor, las células termoeléctricas se instalan en unos dispositivos que favorecen la transmisión de calor llamados módulos Peltier o módulos termoeléctricos como los de la figura 21.

En estos módulos, una célula o un conjunto de células termoeléctricas se fijan entre un sistema de disipación y un sistema de conducción como se puede ver en la figura 22 donde se muestra el esquema de un módulo Peltier estándar con sus diferentes elementos.



Figura 21. Ejemplo de módulos termoeléctricos.

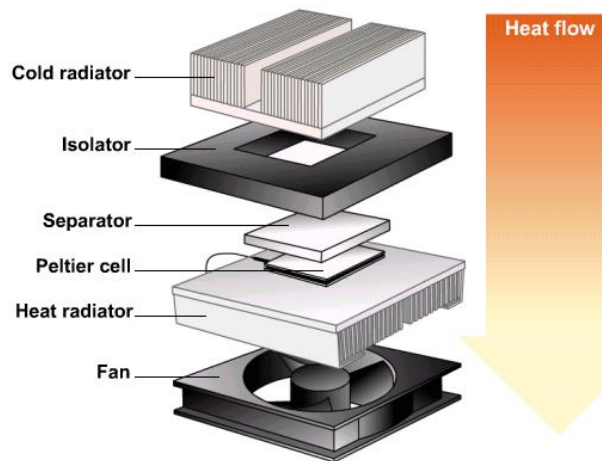


Figura 22. Esquema de los componentes de un módulo termoeléctrico.

El sistema de disipación, que se encuentra en el lado caliente, está compuesto por un disipador de aletas y en la mayoría de los casos un conjunto de ventiladores añadido. La misión de este sistema es la de evacuar por convección natural o forzada la mayor cantidad de calor posible del lado caliente.

En la otra cara, la del lado frío, actúa un sistema de conducción de calor, compuesto por un disipador y un conjunto de bloques transmisores de ajuste. Éste último tiene una doble misión, la de fijar las células termoeléctricas y la de procurar una conducción adecuada de calor desde la fuente fría.

Como se ha visto en el apartado 4.2, la elección de la célula Peltier varía en función de las necesidades del sistema a refrigerar, en el caso del módulo termoeléctrico o Peltier la mejor elección es aquella que consiga minimizar al máximo las pérdidas de calor debido a los elementos que lo componen.

Por ello existe una gran sensibilidad del rendimiento de los sistemas en función del montaje y la elección de los componentes.

Elementos similares, bien o mal elaborados, pueden tener grandes diferencias

tanto en cuanto al salto térmico máximo, como a la potencia refrigerada.

En general, el rendimiento del equipo termoelectrico depende de los siguientes factores:

- asentamiento de las células termoelectricas tanto en el disipador del lado caliente como en el bloque de ajuste,
- coeficiente de conductividad de los disipadores,
- superficie de contacto entre elementos,
- tipo de convección, forzada o natural, del lado del lado caliente,
- ajuste de la intensidad de funcionamiento óptima.

4.3.2 Clasificación de los módulos Peltier

Al igual que para diferentes aplicaciones se tienen diferentes tipos de células Peltier, los suministradores de los módulos termoelectricos también dan soporte a las diferentes necesidades que el mercado termoelectrico posee.

Y por tanto de la misma forma que en el apartado 4.2.1 se ha realizado un estudio de las células Peltier que se pueden hallar en el mercado actual, en este apartado también se resumen los tipos de módulos Peltier y sus características básicas según los principales fabricantes.

Los tipos de módulos Peltier que se pueden encontrar en el mercado son:

- Módulo aire-aire
- Módulo de aire directo
- Módulo de líquido directo
- Módulo aire-líquido

4.3.2.1 Módulos Aire-Aire

Los módulos Aire-Aire, como el que aparece en la figura 23, se utilizan para refrigerar (o calentar) objetos en envases. Son los módulos más utilizados en la actualidad.

El calor es absorbido y disipado por los disipadores de calor equipados con ventiladores. Son compactos y están diseñados basándose en el concepto “túnel”, ideal para aplicaciones donde el caudal de aire debe circular a través de un túnel.

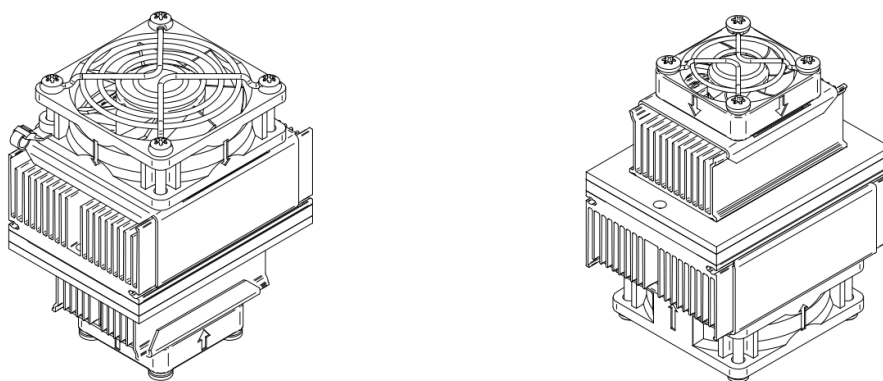


Figura 23. Módulo termoelectrico aire-aire.

La aplicación típica de estos productos comprende la refrigeración de instrumentos de análisis, pequeños equipos electrónicos y mini-refrigeradores.

4.3.2.2 Módulos de Aire directo

Los módulos de aire directo, mostrados en la figura 24 pueden tener dos aplicaciones diferentes. Se pueden refrigerar o calentar objetos que estén directamente en contacto con la placa fría o placa caliente, o también se pueden refrigerar o calentar recintos por conducción térmica poniéndolos en contacto con la placa fría o caliente.

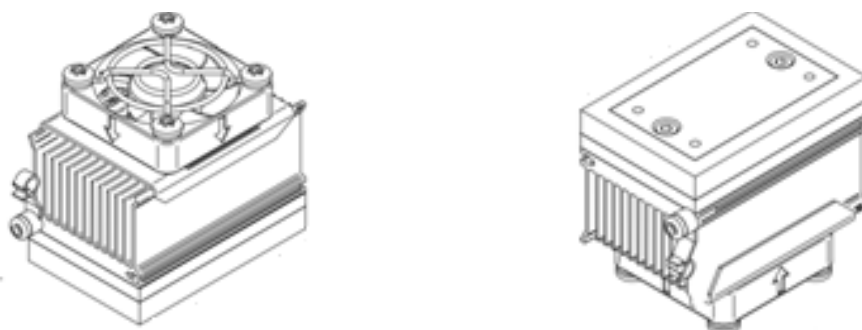


Figura 24. Módulo termoelectrico de aire directo.

En el caso de querer refrigerar el calor es absorbido por la placa fría, bombeado a través del módulo termoelectrico y después transferido al aire por un disipador de calor situado en la placa caliente.

4.3.2.3 Módulos de líquido directo

Los módulos de líquido directo, como el de la figura 25, son similares a los de aire directo puesto que se utilizan para refrigerar o calentar objetos unidos directamente a la placa fría, o recintos provistos de conducción térmica con la placa fría.

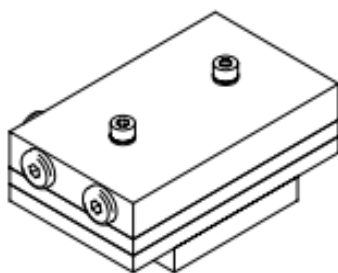


Figura 25. Módulo de líquido directo.

El calor se disipa a un líquido, que es agua en la mayoría de los casos, del lado caliente. El circuito líquido está normalmente provisto de un sistema de bombeo y un intercambiador de calor que evacua el calor absorbido por el sistema al aire ambiente.

Se recomienda utilizar un intercambiador de calor eficiente y uno o más módulos de líquido directo de forma que se obtengan sistemas compactos de gran capacidad de refrigeración.

4.3.2.4 Módulos Aire-Líquido

Los sistemas de refrigeración aire-líquido, figura 26, son ideales cuando se necesita un alto rendimiento con diseño compacto. El calor es absorbido por un disipador de aire en el lado frío y después transferido a un líquido en el lado caliente. El circuito líquido es, normalmente de tipo cerrado, provisto de una bomba y de un intercambiador de calor con el aire ambiente.

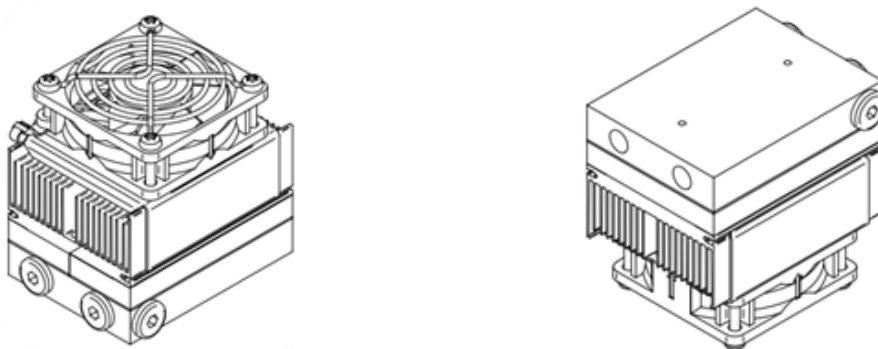


Figura 26. Módulo de aire-líquido

Estos módulos permiten instalar la unidad en una zona refrigerada con una simple toma de agua y la alimentación eléctrica. Además también se pueden utilizar como unidades líquido- aire invirtiendo la polaridad en los módulos termoelectricos.

4.3.3 Fijación y montaje de las células Peltier en los módulos termoelectricos

Las técnicas utilizadas para instalar módulos termoelectricos en un sistema de refrigeración son importantes para que todas consideraciones que se han tomado anteriormente se cumplan y que el rendimiento del conjunto al menos se mantenga.

El método más común de montaje es la sujeción por medio de tornillos del módulo termoelectrico a la superficie plana del artículo que se enfría, como muestra la figura 27.

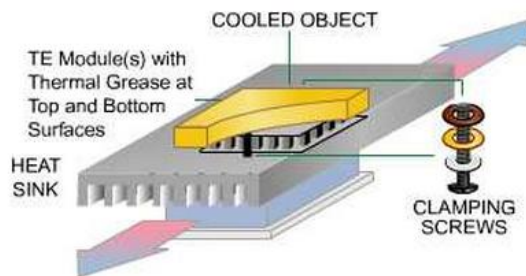


Figura 27. Montaje de módulos de aire directo y líquido directo.

Este montaje se utiliza cuando se usan los módulos de aire directo o de líquido directo donde se ponen en contacto los objetos a enfriar o calentar directamente con la placa fría o placa caliente.

Un segundo método montaje que es útil para ciertas aplicaciones, como las que utilizan los módulos aire-aire o líquido-aire, consiste en la unión del módulo a una o ambas superficies de montaje con un adhesivo especial de alta conductividad, en la mayoría de los casos resina epoxi.

Este método se usa cuando los coeficientes de expansión de las placas superior e inferior la célula y el coeficiente de expansión del disipador de calor son pequeños.

Para los módulos termoelectricos que tienen sus superficies externas metalizadas pueden fijarse mediante soldadura, siempre cuando no se produzca un sobrecalentamiento del módulo.

Debido a esta especial precaución este método de fijación no suele utilizarse en la mayoría de los casos, utilizando en su lugar los dos primeros.

5 Presentación del problema

El objetivo de este proyecto es determinar el diseño y fabricación de una caja de pequeño tamaño para refrigeración de vacunas a partir de un módulo Peltier. Para ello es necesario saber, antes de nada, cuáles son las condiciones de partida, hipótesis para el cálculo y dimensionamiento del problema planteado.

Las conclusiones y datos de este apartado son los datos de partida del resto de los cálculos que vengan más tarde.

5.1 Condiciones exteriores e interiores

5.1.1 Condiciones exteriores

La caja refrigerada está situada, por hipótesis, en una habitación que se conserva fresca y seca, sin ninguna corriente externa de aire.

Por lo cual, para el ambiente exterior se pueden considerar las siguientes hipótesis:

1. El aire ambiente está en reposo
2. Los efectos de la radiación son despreciables.

Los datos del aire exterior se resumen en la tabla 11:

Tabla 11. Datos del aire exterior.

Magnitud	Símbolo	Valor
Presión exterior	P_{ext}	1 atm
Temperatura exterior	T_{ext}	27 °C
Calor específico	$C_{p_{\text{a_ext}}}$	1007 J/kg·K
Viscosidad cinemática	$\nu_{\text{a_ext}}$	$15,89 \cdot 10^{-6}$ m ² /s
Viscosidad dinámica	$\mu_{\text{a_ext}}$	$184,6 \cdot 10^{-7}$ N·s/m ²
Conductividad térmica	$k_{\text{a_ext}}$	$26,3 \cdot 10^{-3}$ W/m·K
Densidad	$\rho_{\text{a_ext}}$	1,1614 kg/m ³
Difusividad térmica	$\alpha_{\text{a_ext}}$	$22,5 \cdot 10^{-6}$ m ² /s

Estos datos se han tomado de la tabla A.4 del libro “*Fundamentos de Transferencia de Calor*” cuyo autor es Frank Incropera.

A partir de los datos anteriores se calcula el coeficiente de Prandtl del aire exterior, Pr_{ext} . Éste se expresa:

$$Pr_{ext} = \frac{Cp_{ext} \cdot \mu_{a_{ext}}}{k_{ext}} = \frac{1007 \cdot 184,6 \cdot 10^{-7}}{26,3 \cdot 10^{-3}} = 0,7068$$

Y será de utilidad en los siguientes apartados, en concreto en el cálculo de las cargas térmicas, ver apartado 6.

En los apartados anteriores se ha utilizado como temperatura del lado caliente T_h ya que es la nomenclatura utilizada por los fabricantes y suministradores de células Peltier.

Debido a que se va a utilizar varias temperaturas calientes que corresponden a medidas de temperatura en diferentes puntos, para no confundirlas se toma como temperatura del lado caliente de la célula T_h , la temperatura del exterior llamada T_{ext} .

5.1.2 Condiciones interiores

Ya que las vacunas deben ser almacenadas en perfectas condiciones, es imprescindible que las condiciones interiores de la caja refrigerada sean constantes y adecuadas para la conservación de dichas vacunas.

Por ello, los datos del aire interior de la caja refrigerada deben ser son que se ven en la tabla 12:

Tabla 12. Datos del aire interior.

Magnitud	Símbolo	Valor
Presión interior	P_{int}	1 atm
Temperatura interior	T_{int}	5 °C
Calor específico	$Cp_{a_{int}}$	1006,5 J/kg·K
Viscosidad cinemática	$\nu_{a_{int}}$	13,80 m ² /s
Viscosidad dinámica	$\mu_{a_{int}}$	172,1 · 10 ⁻⁷ N·s/m ²
Conductividad térmica	$k_{a_{int}}$	24,3 · 10 ⁻³ W/m·K
Densidad	$\rho_{a_{int}}$	1,264 kg/m ³
Difusividad térmica	$\alpha_{a_{int}}$	18,8 · 10 ⁻⁶ m ² /s

Estos datos se han tomado de la tabla A.4 del libro “*Fundamentos de Transferencia de Calor*” cuyo autor es Frank Incropera.

De la misma forma que para el aire exterior el coeficiente de Prandl del aire interior, Pr_{int} , se expresa:

$$Pr_{int} = \frac{Cp_{int} \cdot \mu_{a_{int}}}{k_{int}} = \frac{1006,5 \cdot 172,1 \cdot 10^{-7}}{24,3 \cdot 10^{-3}} = 0,713$$

De la misma forma que en el apartado 5.1.1, en el que se utiliza como temperatura

del lado caliente de la célula T_h , la temperatura del exterior llamada T_{ext} , para la temperatura de la cara fría de la célula T_c se toma la temperatura del interior de la caja T_{int} .

5.2 Características de la caja refrigerada

Existen varios tipos de cajas refrigeradas en el mercado. Un ejemplo de ello es caja refrigerada que propone la empresa Kernfrio. Ésta ofrece un contenedor isotérmico diseñado para el transporte y almacenamiento de cualquier producto a temperatura controlada.



Figura 28. Foto del contenedor isotérmico Lipcontainer.

En concreto y para este proyecto es perfecto el contenedor isotérmico Lipcontainer que es un embalaje isotérmico de poliestireno extruido recubierto con film de aluminio para reflejar la luz.

El espesor de este contenedor isotérmico puede variar desde 4 cm hasta 6 cm y las dimensiones pueden variar desde 291 x 181 x 143 mm hasta 1006 x 806 x 557 mm, todo ello para asegurar el transporte de productos refrigerados o congelados.

Además es el uso principal de este tipo de contenedor es el transporte y almacenamiento a una temperatura constante hasta 144 horas de productos farmacéuticos, reactivos, vacunas, insulina, productos perecederos, muestras de laboratorios, etc. Lo cual apoya la idónea elección de este tipo de contenedor para este proyecto.

Se elige por lo tanto una caja refrigerada de dimensiones 400 x 400 x 400 mm y un espesor de 4 cm con un orificio de entrada en la parte superior de la caja donde va montado el dispositivo Peltier.

La caja tiene una puerta en uno de sus lados que abre y cierra para meter y sacar las vacunas. La puerta está hecha del mismo material que la caja refrigerada y cierra herméticamente, por lo que las fugas del frío por las juntas de la puerta son despreciables con respecto al resto de los aportes de calor calculados en el apartado 6.

Un esquema de la apariencia de la caja refrigerada viene representado en la figura 29.

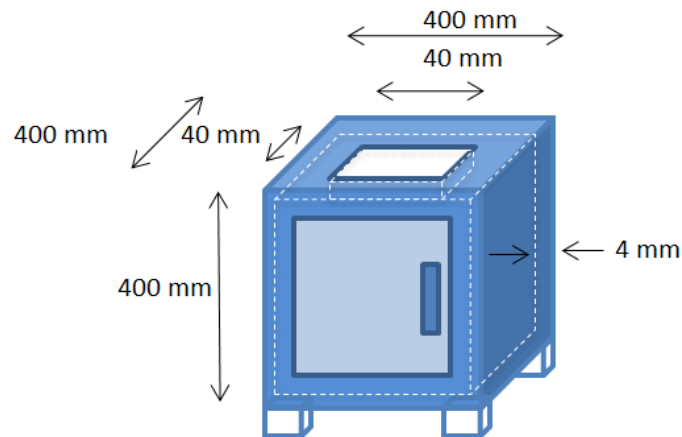


Figura 29. Esquema de la caja refrigerada.

La caja está compuesta de dos capas de material aislante:

- una capa de poliestireno extruido
- y una capa exterior de aluminio.

En la tabla 13 se resumen las principales características de estos materiales:

Tabla 13. Características principales de los materiales de la caja refrigerada.

Material	Espesor (mm)	Conductividad térmica (W/mK)
Aluminio	$e_a = 5$	$k_a = 209,3$
Poliestireno extruido	$e_b = 35$	$k_b = 0,033$

Estos datos se han obtenido a partir de la norma UNE 100171:1989 IN.

5.3 Hipótesis iniciales del módulo Peltier

Para elegir la célula Peltier es necesario saber cual es, entre otras características, su capacidad de calor bombeado. Para ello hay que realizar antes un estudio de cargas térmicas del sistema caja refrigerada y ambiente. Pero para poder empezarlo hay que suponer varias hipótesis iniciales del módulo Peltier como sus dimensiones o el flujo de aire frío que se mueve en el interior.

Como se vio en el apartado 4.3, un módulo Peltier se compone de:

1. Un radiador con aletas del lado caliente
2. Un aislante
3. Una célula Peltier
4. Un radiador con aletas del lado frío
5. Un ventilador en la cara fría y otro en la cara caliente (siendo el último opcional)

Todo ello debe de instalarse en el orificio de entrada de la cara superior de la caja refrigerada. Como se ha visto en el apartado anterior este orificio tiene las siguientes dimensiones 40 x 40 mm. En primer lugar el módulo que se instale tiene que cumplir, al menos y como condición más desfavorable, con las dimensiones del orificio de entrada para más tarde poner la célula Peltier que se necesita para refrigerar.

Entre los elementos del módulo Peltier el ventilador es el más crítico después de la célula Peltier ya que va a ser el que fije la velocidad de aire en el interior.

Ya que el módulo Peltier se tiene que ajustar a unas dimensiones del orificio de entrada, el ventilador también tiene unas características iniciales estándares.

En el mercado hay muchos tipos de ventiladores para esta aplicación que poseen diversos tamaños y potencias. En este caso se toma el catálogo de la empresa Supercool que ofrece los siguientes ventiladores para módulos Peltier, como se ven en la figura 30.

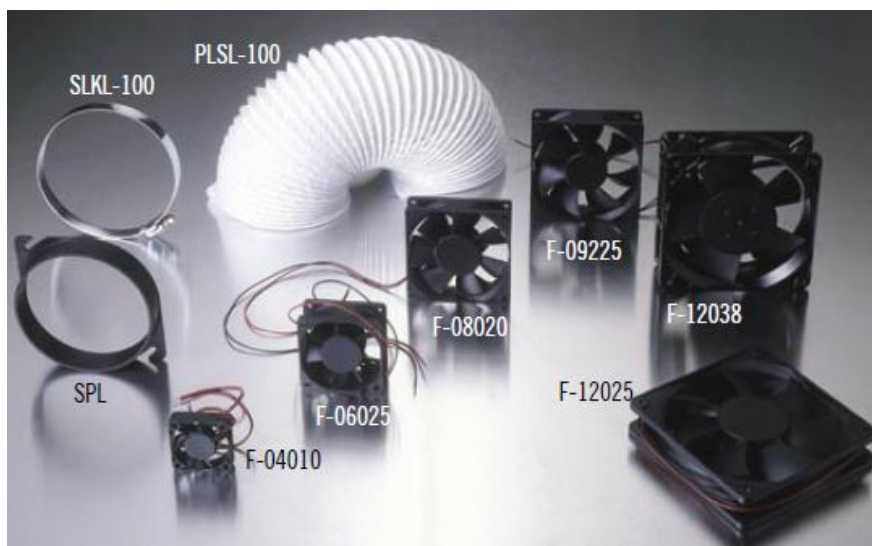


Figura 30. Ventiladores ofrecidos por Supercool.

Utilizando la siguiente tabla 14, ofrecida por Supercool y las dimensiones del orificio, el ventilador cuya referencia es F-04010-12-2 es el adecuado para la situación estudiada.

Al igual que para las dimensiones del módulo se elige un ventilador con unas características dimensionales de 40 x 40 mm, que son las condiciones más desfavorables, ventilador más pequeño con menos flujo de aire.

Tabla 14. Características de los ventiladores Supercool.

Part#	Dimensions mm	Voltage V DC nom	Current A	Air flow		Static Pressure		Noise dB	Moisture protection
				CFM	m ³ /h	inch water	Pascal		
F-04010-12-2	40 x 40 x 10	12	0.1	6.7	11.6	0.098	24.5	25.0	none
F-06020-12-2	60 x 60 x 20	12	0.16	16.3	27.7	0.135	33.5	31.0	none
F-06025-12-2	60 x 60 x 25	12	0.23	23.2	39.4	0.188	46.9	32.3	none
F-06025U12-2	60 x 60 x 25	12	0.27	28.3	48.1	0.246	61.3	37.0	none
F-06025-24-2	60 x 60 x 25	24	0.15	23.2	39.4	0.185	46.1	32.3	none
F-08020-12-2	80 x 80 x 20	12	0.24	27.3	46.4	0.136	33.8	32.4	none
F-09220-12-2	92 x 92 x 20	12	0.25	32.8	55.8	0.106	26.4	32.8	none
F-09220-24-2	92 x 92 x 20	24	0.14	32.8	55.8	0.104	26.0	32.8	none
F-09225-12-2	92 x 92 x 25	12	0.25	52.5	89.3	0.131	32.6	35.0	none
F-09225-12-3	92 x 92 x 25	12	0.25	52.5	89.3	0.131	32.6	35.0	IP55
F-09225U12-2	92 x 92 x 25	12	0.39	60	102	0.163	40.7	39.4	none
F-09225-24-2	92 x 92 x 25	24	0.15	52.5	89.3	0.129	32.1	35.0	none
F-09225-24-3	92 x 92 x 25	24	0.15	52.5	89.3	0.129	32.1	35.0	IP55
F-09225U24-2	92 x 92 x 25	24	0.21	60	102	0.163	40.7	39.4	none
F-12025-24-2	120 x 120 x 25	24	0.19	85.2	144	0.136	33.8	39.1	none
F-12032-24-2	120 x 120 x 32	24	0.25	108	183	0.215	53.5	43.3	none
F-12038-24-2	120 x 120 x 38	24	0.4	120	204	0.320	79.8	48.0	none
F-12038-24-3	120 x 120 x 38	24	0.4	122	207	0.394	98.1	48.0	IP55
F-12038X24-2	120 x 120 x 38	24	0.6	190	323	0.5	125	60.0	IP55

A partir de los datos del ventilador se calcula la velocidad del aire en el interior de la caja refrigerada.

La velocidad del aire en el interior de la caja refrigerada viene dada por:

$$v_{c_int} = Vol_{aire_int} \cdot \frac{1}{A_{int}} \cdot \frac{1}{3600}$$

Donde,

v_{c_int} es la velocidad del aire en el interior en m/s

Vol_{aire_int} es el volumen de aire en el interior en m³/h

A_{int} es el área en el interior en m²

Utilizando los datos técnicos del ventilador, la velocidad de aire en el interior es:

$$v_{c_int} = 11,6 \cdot \frac{1}{0,04 \cdot 0,04} \cdot \frac{1}{3600}$$

$$v_{c_int} = 2,01 \cdot m/s$$

6 Cálculos de la carga térmica

6.1 Introducción

La carga térmica o carga de enfriamiento, es la cantidad de energía que se requiere vencer en un área para mantener determinadas condiciones de temperatura y humedad en una aplicación específica.

Es necesario definir antes de nada la carga térmica del conjunto del sistema, para después saber cual es la potencia de enfriamiento requerida y por lo tanto el modelo Peltier a utilizar.

La cantidad de energía que es necesaria vencer, es debida a la transmisión de calor desde el exterior al interior. Existen tres fenómenos de transporte de calor:

- conducción
- convección
- radiación.

En este caso, el aporte de calor por radiación es despreciable con respecto al resto de los fenómenos de transporte de calor ya que la caja refrigerada se sitúa en el interior lejos de cualquier fuente de radiación que pueda afectarla.

Cada uno de los mecanismos de transmisión de calor se pueden analizar por analogía eléctrica con la ley de Ohm, definiendo una resistencia térmica. Esto facilita el estudio térmico de sistemas de transmisión compuestos, como éste.

Existen tres resistencias térmicas, que son:

- Resistencia térmica por conducción, R_{tot_cond}
- Resistencia térmica por convección exterior, R_{conv_ext}
- Resistencia térmica por convección interior, R_{conv_int}

Como si de un circuito eléctrico se tratase, las resistencias térmicas, dispuestas en serie, también se suman para obtener, en cada pared de la caja refrigerada, la resistencia térmica total que es igual a;

$$R_{tot} = R_{tot_cond} + R_{conv_ext} + R_{conv_int}$$

El resultado anterior también se puede expresar en térmicos de un coeficiente global de transferencia de calor, $U \cdot A$ de forma tal que:

$$U \cdot A = \frac{A}{R_{tot}} = \frac{1}{\frac{R_{tot_{cond}}}{A_{ext}} + \frac{R_{conv_{ext}}}{A_{ext}} + \frac{R_{conv_{int}}}{A_{int}}}$$

Siendo;

U , el coeficiente global de transmisión de calor en $W/K \cdot m^2$

A es el área de la pared normal hacia la dirección de la transferencia de calor en m^2

A_{ext} , el área exterior de la caja refrigerada en m^2

A_{int} , el área interior de la caja refrigerada en m^2

La carga térmica que hay que vencer, en términos del coeficiente de transmisión global de calor, es:

$$\dot{Q}_x = U \cdot A \cdot (T_{ext} - T_{int})$$

Donde;

\dot{Q}_x es calor transferido por pared, Watios

U , el coeficiente global de transmisión de calor de la pared estudiada en $W/K \cdot m^2$

A es el área de la pared normal hacia la dirección de la transferencia de calor en m^2

T_{int} es la temperatura interior en K

T_{ext} es la temperatura exterior en K.

6.2 Resistencia térmica por conducción

Dentro del estudio de las pérdidas de calor de la caja refrigerada en primer lugar, se estudian las pérdidas de calor por conducción a partir de las paredes de la caja.

Éstas se asemejan a la transferencia de calor unidimensional en una placa plana. En este tipo de fenómeno la temperatura es una función de una sola coordenada x , y el calor se transfiere exclusivamente en esta dirección.

Según la ley de Fourier, la transferencia de calor por conducción en una de las paredes viene dada por la siguiente ecuación:

$$Q_x = -k \cdot A \cdot \frac{dT}{dx} = \frac{k \cdot A}{e} \cdot (T_{sint} - T_{sext})$$

Donde;

Q_x es calor transferido en Watios

k es la conductividad del material en $W/m \cdot K$

$\frac{dT}{dx}$ es la variación de temperatura en función de x

e es el espesor del material en m

A es el área de la pared normal hacia la dirección de la transferencia de calor en m^2

T_{sint} es la temperatura de la cara interior en K

T_{sext} es la temperatura de la cara exterior en K .

Utilizando la analogía entre la difusión de calor y la carga eléctrica, la resistencia térmica para la conducción de calor es:

$$R_{tot_cond} = \frac{e}{k}$$

Por tanto la ecuación de Fourier se escribe de la siguiente forma:

$$Q_x = \frac{A}{R_{tot_cond}} \cdot (T_{sint} - T_{sext})$$

La caja refrigerada, que se utiliza consta de una pared compuesta, como se explica en el apartado 5 de este documento.

Ésta está hecha de dos materiales diferentes, ortogonales al flujo de calor. La parte exterior es de aluminio (material a) y la parte interior es de epoxi (material b), como se muestra en la figura 31.

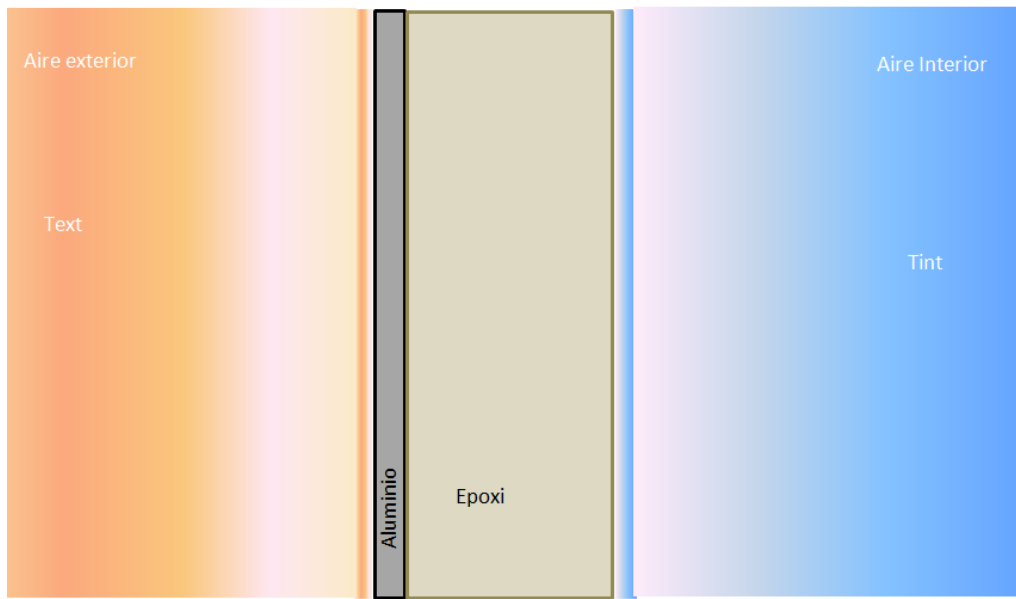
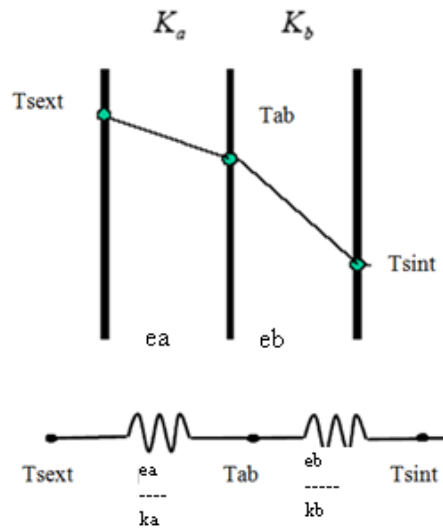


Figura 31. Esquema de un corte longitudinal de una pared vertical de la caja refrigerada.

El circuito térmico equivalente teniendo en cuenta sólo la conducción de calor es el siguiente:



Al ser un circuito en serie y siguiendo las leyes de la electricidad, la resistencia térmica total de conducción es la suma de la resistencia térmica del epoxi y la del aluminio, esto es:

$$R_{tot_cond} = R_{cond_a} + R_{cond_b} = \frac{e_a}{k_a} + \frac{e_b}{k_b}$$

Siendo:

R_{tot_cond} la resistencia térmica de conducción total en $(K \cdot m^2)/W$,

R_{cond_a} la resistencia térmica de conducción del aluminio en $(K \cdot m^2)/W$,

R_{cond_b} la resistencia térmica de conducción del epoxi en $(K \cdot m^2)/W$,

e_a el espesor de la capa de aluminio en m,

e_b el espesor de la capa de epoxi en m,

k_a la conductividad térmica del aluminio en W/mK

k_b la conductividad térmica del epoxi en W/mK

Utilizando los datos de la caja refrigerada estudiada en el apartado 5, se calcula las siguientes resistencias:

- Resistencia térmica de conducción del aluminio:

$$R_{cond_a} = \frac{e_a}{k_a} = \frac{0,005}{209,3} = 2,389 \cdot 10^{-5} \cdot \frac{K \cdot m^2}{W}$$

- Resistencia térmica de conducción del epoxi:

$$R_{cond_b} = \frac{e_b}{k_b} = \frac{0,035}{0,033} = 1,061 \cdot \frac{K \cdot m^2}{W}$$

- Resistencia total térmica de conducción:

$$R_{tot_cond} = R_{cond_a} + R_{cond_b} = 2,389 \cdot 10^{-5} + 1,061 = 1,061 \cdot \frac{K \cdot m^2}{W}$$

Es importante ver que la resistencia de la capa de aluminio de la caja refrigerada es despreciable a nivel de conducción térmica en comparación con la resistencia del epoxi.

A mayor resistencia térmica mayor aislamiento de la caja refrigerada.

La capa de aluminio se utiliza más que para poder evitar las pérdidas térmicas por conducción, se utiliza para evitar los aportes de calor por radiación.

6.3 Cargas externas por convección libre

Por definición, la convección libre se origina cuando una fuerza, llamada fuerza de cuerpo, actúa sobre un fluido en el que hay gradientes de densidad. El efecto neto es una fuerza de empuje que induce corrientes de convección libre.

Tanto en los casos más comunes como en el problema enfocado, el gradiente de densidad se debe a un gradiente de temperatura y la fuerza del cuerpo se debe a una fuerza gravitacional. En la convección libre o natural, el movimiento del fluido es provocado por fuerzas de flotación que son originadas por diferencias de densidades debido al gradiente de temperatura que presenta el fluido.

En el problema estudiado, los flujos de convección libre están limitados por una superficie, que son las paredes de la caja refrigerada como muestra la figura 32.

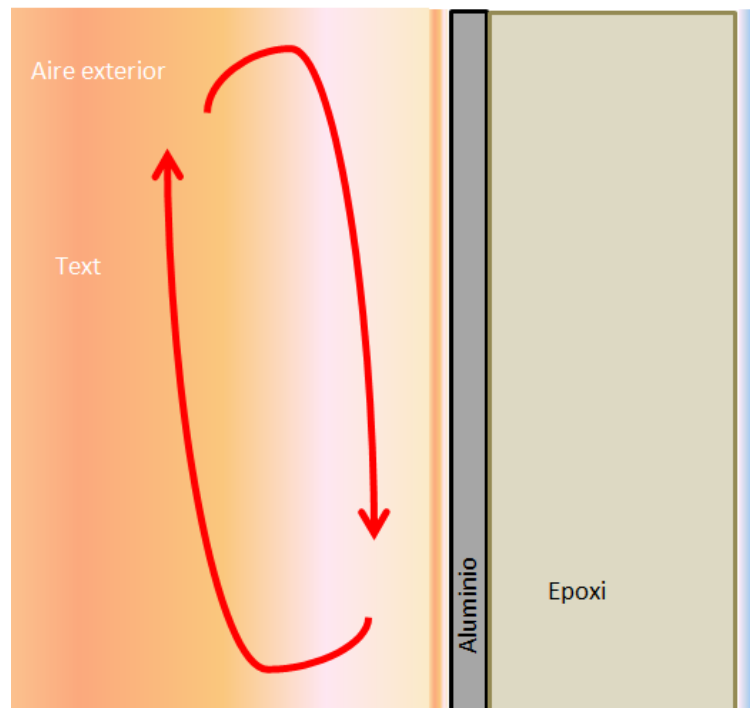


Figura 32. Esquema de la transferencia de calor por convección libre.

La ecuación que describe el flujo de calor por convección viene dada por la ley de enfriamiento de Newton y que se expresa tal que:

$$Q_x = h \cdot A \cdot (T_{ext} - T_{s ext})$$

Siendo;

Q_x es calor transferido en Watios

h es el coeficiente de convección en $W/K \cdot m^2$

A es el área de la pared normal hacia la dirección de la transferencia de calor en m^2

T_{ext} es la temperatura exterior, en K

T_{sext} es la temperatura de la pared exterior en K.

Para el cálculo del coeficiente de convección, es necesario distinguir dos tipos de convección natural:

- Convección natural en las paredes verticales,
- Convección natural en las paredes horizontales.

En este apartado se estudia en primer lugar el coeficiente de convección natural en las paredes verticales y más tarde el coeficiente de convección natural en las paredes horizontales. Pero antes de todo esto se va a demostrar que efectivamente se cumple el fenómeno de transferencia de calor por convección libre.

6.3.1 Estudio de la convección en las paredes exteriores de la caja

Para comprobar que se está en una situación de convección libre, se debe cumplir que:

$$\frac{Gr_L}{Re_L^2} \gg 1$$

Siendo Gr_L el número de Grashof para una longitud característica L y Re_L el número de Reynolds para una longitud característica.

Para una pared vertical, el número de Grashof viene dado por la expresión:

$$Gr_L = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_{sext} - T_{ext}) \cdot L^3}{\nu_a^2}$$

Donde:

L es la longitud característica en este caso el alto de la caja refrigerada en m,

g es la aceleración de la gravedad en m/s^2 ,

T_{sext} es la temperatura en la superficie de la pared exterior en K,

T_{ext} es la temperatura del aire exterior en K

β es el coeficiente de expansión en K^{-1}

ν_a es la viscosidad cinemática del aire en m^2/s .

En primer lugar se haya el coeficiente de expansión para las condiciones ambientales, cuya expresión es:

$$\beta_{ext} = \frac{-1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p = \frac{1}{T_{f_ext}}$$

Donde utilizando los datos del problema, se tiene que T_{f_ext} es la temperatura de la pared exterior luego:

$$T_{f_ext} = T_{sext}$$

Como no se sabe cual es la temperatura de la pared exterior se utiliza, en primer lugar, la siguiente aproximación:

- La temperatura de la intercara entre el epoxi y la capa de aluminio, T_{ab} se aproxima a:

$$T_{ab} = \frac{T_{ext} + T_{int}}{2} = \frac{27 + 5}{2} = 16^\circ C = 289 \cdot K$$

- La temperatura de la pared exterior se aproxima a:

$$T_{sext} = \frac{T_{ext} + T_{ab}}{2} = \frac{27 + 16}{2} = 21,5^\circ C = 294,65 \cdot K$$

El coeficiente de expansión, β_{ext} , queda:

$$\beta_{ext} = \frac{1}{294,65} \cdot K^{-1}$$

Más tarde este valor es corregido para obtener un estudio térmico más fino.

Utilizando el resultado anterior y los datos del apartado 5.1, el número de Grashof para el aire exterior es:

$$Gr_{L_ext} = \frac{9,81 \cdot \frac{1}{294,65} \cdot (300 - 294,65) \cdot 0,4^3}{(15,89 \cdot 10^{-6})^2}$$

$$Gr_{L_ext} = 4,51 \cdot 10^7$$

Valor que se utilizará más tarde.

Por otro lado el número de Reynolds exterior, viene dado por:

$$Re_{L_ext} = \frac{\rho_{a_ext} \cdot v_{ext} \cdot L}{\mu_{a_ext}}$$

Donde

v_{ext} es la velocidad del aire en m/s

L es la longitud característica en m

μ_{a_ext} es la viscosidad dinámica en N·s/m²

ρ_{a_ext} es la densidad del aire exterior en kg/m³

En este caso se tiene dos opciones

- Suponer que el aire en el infinito está en reposo luego v_{ext} tiende a 0 m/s. Luego en la expresión del Reynolds cuando v tiende a 0, Re_{L_ext} tiende a 0.

Entonces, cuando $v \rightarrow 0$ y se verifica que:

$$\frac{Gr_{L_ext}}{Re_{L_ext}^2} \gg 1$$

Se verifica la convección natural.

- O tomar el dato de la velocidad del aire una vivienda, dada por el Reglamento de Instalaciones Térmicas en los edificios, RITE, apartado IT 1.1.4, la velocidad media admisible del aire se calcula tal que:

$$v_{ext} = \frac{T_{ext}}{100} \cdot 0,07$$

Siendo,

v_{ext} la velocidad del aire del interior de la habitación en m/s

T_{ext} la temperatura de la habitación en °C.

Introduciendo los datos del problema, se tiene:

$$v_{ext} = \frac{27}{100} \cdot 0,07 = 0,0189 \cdot m/s$$

Luego el Número de Reynolds, a partir de los datos anteriores y los del capítulo 5, es:

$$Re_{L_ext} = \frac{\rho_{a_ext} \cdot v_{ext} \cdot L}{\mu_{a_ext}} = \frac{1,1614 \cdot 0,0189 \cdot 0,4}{184,6 \cdot 10^{-7}} = 475,63$$

Tomando el valor del número de Grashof anteriormente calculado, se tiene que:

$$\frac{Gr_{L_ext}}{Re_{L_ext}^2} = \frac{9,46 \cdot 10^7}{475,63^2} = 418,17 \gg 1$$

Por lo tanto se vuelve a cumplir que se está en una situación de convección natural.

Para el estudio del fenómeno de convección para la pared horizontal es igual sólo que cambia la longitud característica. Como se ha tomado una caja simétrica el resultado es el mismo tanto para las paredes horizontales como verticales.

6.3.2 Resistencia térmica por convección libre en las paredes verticales de la caja

La resistencia térmica con el fenómeno de convección, viene dada por:

$$R_{conv} = \frac{1}{h}$$

Donde;

R_{conv} es la resistencia térmica debido al fenómeno de convección en $K \cdot m^2/W$

h es el coeficiente de convección en $W/K \cdot m^2$

Una de las principales dificultades de la convección es el cálculo del coeficiente de convección, h . Éste se relaciona a partir del número de Nusselt (Nu) que por definición es un número adimensional que mide el aumento de la transmisión de calor desde una superficie por la que un fluido discurre (transferencia de calor por convección) comparada con la transferencia de calor si ésta ocurriera solamente por conducción.

Su fórmula es la siguiente:

$$Nu_L = \frac{h \cdot L}{k_{aire}}$$

Donde;

Nu_L es el número de Nusselt para una longitud característica, adimensional,

h es el coeficiente de convección en $W/K \cdot m^2$,

L es la longitud característica en m,

k_{aire} es la conductividad del aire en $W/m \cdot K$.

Para la placa vertical se han desarrollado expresiones para poder calcular el Nu_L .

Una de ellas es la correlación de Churchill y Chu, que se aplica en todo el intervalo de Ra_L y es de la siguiente forma:

$$Nu_L = \left(0,825 + \frac{0,387 \cdot Ra_L^{1/6}}{\left(1 + \left(\frac{0,492}{Pr_{ext}} \right)^{9/16} \right)^{8/27}} \right)^2$$

Donde;

Ra_L es el número de Rayleigh, adimensional

Pr_{ext} es el número de Prandtl del aire exterior calculado en el apartado 5.1.

Por definición el número de Rayleigh del aire exterior se escribe:

$$Ra_{L_{ext}} = \frac{g \cdot \beta_{ext} \cdot (T_{sext} - T_{ext}) \cdot L^3}{\nu_{a_{ext}} \cdot \alpha_{a_{ext}}}$$

Donde;

L es la longitud característica en m,

g es la aceleración de la gravedad en m/s^2 ,

T_{sext} es la temperatura en la superficie de la pared exterior en K,

T_{ext} es la temperatura del aire exterior en K

β_{ext} es el coeficiente de expansión en K^{-1}

$\nu_{a_{ext}}$ es la viscosidad cinemática del aire exterior en m^2/s

$\alpha_{a_{ext}}$ es la difusividad térmica del aire exterior en m^2/s .

Además, el número de Rayleigh puede expresarse a partir de otros dos números adimensionales como son el Número de Grashof y el Número de Prandtl, tal que:

$$Ra_{L_{ext}} = Gr_{L_{ext}} \cdot Pr_{ext}$$

Utilizando los resultados de las ecuaciones de los apartados 6.3.1 y 5.1.1, en el caso de las paredes verticales el número de Rayleigh, Ra_{L_v} es:

$$Ra_{L_v} = 4,51 \cdot 10^7 \cdot 0,7068 = 3,19 \cdot 10^7$$

Luego el Nusselt es:

$$Nu_{L_v} = \left(0,825 + \frac{0,387 \cdot (3,19 \cdot 10^7)^{1/6}}{\left(1 + \left(\frac{0,492}{0,7068} \right)^{9/16} \right)^{8/27}} \right)^2$$

$$Nu_{L_v} = 43,57$$

Por lo tanto, el coeficiente de convección para las paredes exteriores verticales es:

$$h_{ext_v} = \frac{Nu_{L_v} \cdot k}{L} = \frac{43,57 \cdot 0,0263}{0,4}$$

$$h_{ext_v} = 2,86 \cdot \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

La resistencia térmica por convección de las paredes verticales de la caja es:

$$R_{conv_ext_v} = \frac{1}{h_{ext_v}} = \frac{1}{2,86}$$

$$R_{conv_ext_v} = 0,349 \cdot \frac{K \cdot m^2}{W}$$

6.3.3 Resistencia térmica por convección libre en las paredes horizontales de la caja

Dentro del cálculo del flujo de convección libre de las paredes horizontales hay que hacer una distinción entre las paredes horizontales superiores y las inferiores, ya que las correlaciones de estas dos son distintas.

En los dos casos se supone constante la temperatura de la superficie exterior de la pared.

a. Convección libre en las paredes horizontales superiores de la caja

Para una superficie superior fría ($T_{sext} < T_{ext}$), la tendencia del fluido es a descender pero es impedida por la placa. El flujo se debe mover horizontalmente antes de que pueda descender o ascender desde los extremos de la placa y la transferencia de calor por convección es poco efectiva.

La correlación utilizada en este caso es la de McAdams para una superficie superior de placa fría, que viene dada por:

$$Nu_L = 0,27 \cdot Ra_L^{1/4}$$

Correlación válida para valores de Rayleigh, $10^5 \leq Ra_L \leq 10^{10}$

El Rayleigh de la pared horizontal superior, $Ra_{L_{hs}}$ se escribe:

$$Ra_{L_{hs}} = \frac{g \cdot \beta_{ext} \cdot (T_{sext} - T_{\infty}) \cdot L^3}{\nu_a \cdot \alpha}$$

Y ya que los valores no cambian con respecto a los de la pared vertical, su valor es de:

$$Ra_{L_{hs}} = 3,19 \cdot 10^7$$

Luego estamos dentro del intervalo impuesto para la utilizar la correlación.

El número de Nusselt para la pared horizontal superior es:

$$Nu_{L_{hs}} = 0,27 \cdot Ra_{L_{hs}}^{1/4} = 20,29$$

El coeficiente de convección para la pared superior exterior es:

$$h_{ext_{hs}} = \frac{Nu_{L_{hs}} \cdot k}{L} = \frac{20,29 \cdot 0,0263}{0,4} = 1,33 \cdot \frac{W}{K \cdot m^2}$$

La resistencia térmica por convección de la pared horizontal superior de la caja es:

$$R_{conv_{ext_{hs}}} = \frac{1}{h_{ext_{hs}}} = \frac{1}{1,33}$$

$$R_{conv_{ext_{hs}}} = 0,749 \cdot \frac{K \cdot m^2}{W}$$

b. Convección libre en las paredes horizontales inferiores de la caja

Al estar la caja apoyada en cuatro soportes aislantes, se tiene por tanto en cuenta el fenómeno de transmisión de calor por convección también en la parte inferior de la caja refrigerada, suponiendo que el área de los soportes es demasiado pequeña y por tanto despreciable en el estudio térmico.

Para una superficie fría ($T_{sext} < T_{ext}$) esta vez inferior, el flujo se impulsa por parcelas descendentes. La conservación de la masa sugiere que el fluido frío que desciende desde la superficie, sea reemplazado por un fluido ascendente más caliente del ambiente y la transferencia de calor sea más efectiva.

La correlación utilizada en este caso es la de McAdams para una superficie inferior de placa fría, que viene dada por:

$$\begin{aligned} \text{Nu}_L &= 0,54 \cdot \text{Ra}_L^{1/4} & \text{Para } 10^4 \leq \text{Ra}_L \leq 10^7 \\ \text{Nu}_L &= 0,15 \cdot \text{Ra}_L^{1/3} & \text{Para } 10^7 \leq \text{Ra}_L \leq 10^{11} \end{aligned}$$

En este caso el Rayleigh de la pared horizontal inferior, $\text{Ra}_{L_{hi}}$ se escribe:

$$\text{Ra}_{L_{hi}} = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_{\text{sext}} - T_{\infty}) \cdot L^3}{\nu_a \cdot \alpha}$$

Y ya que los valores, en este caso son iguales que los del caso anterior su valor será el mismo que el de la pared vertical,

$$\text{Ra}_{L_{hi}} = 3,19 \cdot 10^7$$

El segundo intervalo es el que cumple con el Rayleigh calculado es decir dentro de $10^7 \leq \text{Ra}_{L_{hi}} \leq 10^{11}$.

El número de Nusselt para la pared horizontal inferior es:

$$\text{Nu}_{L_{hi}} = 0,15 \cdot \text{Ra}_{L_{hi}}^{1/3} = 47,57$$

El coeficiente de convección para la pared inferior exterior es:

$$h_{\text{ext}_{hi}} = \frac{\text{Nu}_{L_{hi}} \cdot k}{L} = \frac{47,57 \cdot 0,0263}{0,4} = 3,128 \cdot \frac{\text{W}}{\text{K} \cdot \text{m}^2}$$

La resistencia térmica por convección de la pared horizontal inferior de la caja es:

$$R_{\text{conv}_{\text{ext}_{hi}}} = \frac{1}{h_{\text{ext}_{hi}}} = \frac{1}{3,128}$$

$$R_{\text{conv}_{\text{ext}_{hi}}} = 0,319 \cdot \frac{\text{K} \cdot \text{m}^2}{\text{W}}$$

6.4 Cargas internas por convección forzada

Dentro del fenómeno de convección, si el movimiento del fluido se debe exclusivamente a una diferencia de densidades originada por diferente calentamiento se habla de convección natural; pero si en ese movimiento influye la agitación externa o provocada, se habla de convección forzada.

Al tener un ventilador que aporta aire frío de la célula Peltier al interior de la caja refrigerada, el fenómeno de transferencia de calor en el interior de la caja refrigerada es de convección forzada.

Se puede ver, como se comportaría este fenómeno de forma esquemática en la figura 33:

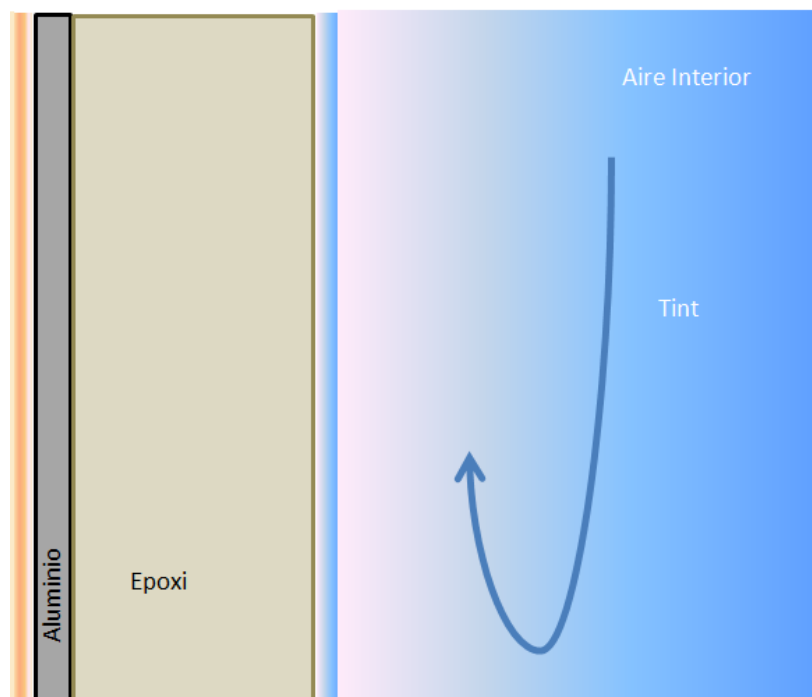


Figura 33. Esquema del fenómeno de convección interior en la caja refrigerada.

La ecuación que describe el flujo de calor por convección, esta vez en el interior, viene dada por la ley de enfriamiento de Newton y viene dada por la expresión:

$$Q_x = h \cdot A \cdot (T_{sint} - T_{int})$$

Siendo;

Q_x es calor transferido en Watios

h es el coeficiente de convección en $W/K \cdot m^2$

A es el área de la pared normal hacia la dirección de la transferencia de calor en m^2

T_{int} es la temperatura interior, en K

T_{sint} es la temperatura de la pared interior en K.

6.4.1 Estudio de la convección en las paredes interiores de la caja

Análogamente a como se ha hecho en el caso de la convección exterior, para que exista convección forzada, se debe cumplir que:

$$\frac{Gr_L}{Re_L^2} \ll 1$$

Siendo Gr_{L_int} el número de Grashof para una longitud característica L , esta vez interior y Re_{L_int} el número de Reynolds en el interior para la misma longitud característica.

Para la pared vertical interior, el número de Grashof viene dado por la expresión:

$$Gr_{L_int} = \frac{g \cdot \beta_{int} \cdot (T_{sint} - T_{int}) \cdot L_{int}^3}{\nu_{a_int}^2}$$

Donde:

L_{int} es la longitud característica en este caso el alto interior de la caja refrigerada en m,

g es la aceleración de la gravedad en m/s^2 ,

T_{sint} es la temperatura en la superficie de la pared interior en K,

T_{int} es la temperatura del aire interior en K

β_{int} es el coeficiente de expansión interior en K^{-1}

ν_{a_int} es la viscosidad cinemática del aire interior en m^2/s .

De la misma forma que antes, se halla en primer lugar, el coeficiente de expansión interior para las condiciones interiores, cuya expresión es:

$$\beta_{int} = \frac{-1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_P = \frac{1}{T_{f_int}}$$

En este caso, se tiene que T_{f_int} es la temperatura de la pared interior luego:

$$T_{f_int} = T_{sint}$$

Luego aproximando para hallar la temperatura de la pared interior, se tiene:

- La temperatura de la intercara entre el epoxi y la capa de aluminio, T_{ab} se ya calculada en el apartado 6.3.1 y que es igual a:

$$T_{ab} = 16^\circ C$$

- La temperatura de la pared interior se aproxima a:

$$T_{sint} = \frac{T_{int} + T_{ab}}{2} = \frac{5 + 16}{2} = 10,5^{\circ}C = 283,65 \cdot K$$

El coeficiente de expansión, β_{int} , queda:

$$\beta_{int} = \frac{1}{283,65} \cdot K^{-1}$$

Con el resultado anterior y los datos del apartado 5.1, el número de Grashof para el aire interior es:

$$Gr_{L_{int}} = \frac{9,81 \cdot \frac{1}{283,65} \cdot (283,65 - 278,15) \cdot 0,4^3}{(13,80 \cdot 10^{-6})^2}$$

$$Gr_{L_{int}} = 6,392 \cdot 10^7$$

Por otro lado, el número de Reynolds interior es:

$$Re_{L_{int}} = \frac{\rho_{a_{int}} \cdot v_{c_{int}} \cdot Dh_{int}}{\mu_{a_{int}}}$$

Donde

$v_{c_{int}}$ es la velocidad del aire en el interior en m/s

Dh_{int} es el diámetro hidráulico equivalente que es la longitud característica en m

$\mu_{a_{int}}$ es la viscosidad dinámica interior en N·s/m²

$\rho_{a_{int}}$ es la densidad del aire interior en kg/m³

El diámetro hidráulico Dh_{int} equivalente del interior de la caja se calcula de la siguiente forma:

$$Dh_{int} = \frac{4 \cdot A}{P}$$

Donde;

A es el área mojada en m²

P es el perímetro mojado en m.

Reemplazando por los datos del problema, se tiene;

$$Dh_{int} = \frac{4 \cdot 0,36 \cdot 0,36}{4 \cdot 0,36} = 0,36 \cdot m$$

Para la determinación del valor del número de Reynolds del aire interior de la caja refrigerada, $Re_{L_{int}}$, se debe de considerar la velocidad del aire frío dentro de la caja.

Para ello, en el apartado 5, se ha tenido en cuenta la velocidad del aire dentro de la caja que viene dada por las especificaciones del ventilador del que está compuesto el módulo Peltier además de la hipótesis en la que se supone que en ningún momento el aire se remansa.

El aire frío en la caja refrigerada tiene una velocidad, v_{int} tal que:

$$v_{c_{int}} = 2,01 \cdot \frac{m}{s}$$

Y por tanto, reemplazando por los datos obtenidos, el número de Reynolds interior es:

$$Re_{L_{int}} = \frac{1,264 \cdot 2,01 \cdot 0,36}{184,6 \cdot 10^{-7}} = 4,955 \cdot 10^4$$

En primer lugar se observa que $Re_{L_{int}} > 4000$, luego el flujo en el interior de la caja refrigerada es turbulento, como cabría esperar al tener un ventilador que proporciona velocidad al aire de forma artificial dentro de la caja.

En segundo lugar, si se analiza el cociente entre el número de Grashof y el número de Reynolds al cuadrado se ve que es igual a:

$$\frac{Gr_{L_{int}}}{Re_{L_{int}}^2} = \frac{6,392 \cdot 10^7}{(4,955 \cdot 10^4)^2} = 0,026 \ll 1$$

Luego inferior a la unidad, la situación es de convección forzada.

6.4.2 Resistencia térmica por convección forzada en el interior de la caja

Hallar el coeficiente convectivo para un flujo interior en régimen turbulento no es sencillo, la mayoría de los resultados se han determinado de forma empírica o con ayuda de programas de simulación como Fluent o Matlab.

En este caso, éste no es el objetivo de este proyecto. Haciendo referencia a la literatura, muchos autores obtienen este coeficiente convectivo interior a través de las ecuaciones de Nusselt para flujos turbulentos no desarrollados en el interior de tuberías.

Donde la expresión del Nusselt es la siguiente:

$$Nu = 0,036 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{1/3} \cdot \left(\frac{d}{L}\right)^{0,055}$$

En la que L es la longitud del tubo y d el diámetro de la tubería.

La ecuación anterior puede descomponerse en dos ecuaciones específicas para unas características del flujo y geométricas precisas:

$$Nu = 0,024 \cdot Re^{0,786} \cdot Pr^{0,42} \cdot \left\{ 1 + \left(\frac{d}{L}\right)^{0,055} \right\} \quad \text{para} \quad \begin{array}{l} 2300 < Re < 10^6 \\ 0,7 < Pr < 10 \\ L/d < 40 \end{array}$$

$$Nu = 0,036 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,333} \cdot \left(\frac{d}{L}\right)^{1/18} \quad \text{para} \quad \begin{array}{l} 2300 < Re < 10^6 \\ 0,7 < Pr < 10 \\ 10 < L/d < 400 \end{array}$$

Aunque la geometría no sea la misma puesto que estamos hablando de una caja refrigerada y no de una tubería, hay que modificar estas ecuaciones para adaptarlas a nuestro problema.

Se harán las siguientes suposiciones:

1. La longitud característica de la tubería, L , es equivalente a la altura interior de la caja refrigerada,
2. El diámetro de la tubería d , es equivalente al diámetro hidráulico del interior de la caja, calculado en el punto 5.4.1.

A partir de los datos obtenidos en el apartado 4 de esta memoria se tiene que el número de Prandtl para el aire interior es:

$$Pr_{int} = 0,713$$

Luego la ecuación de Nusselt utilizada es:

$$Nu_{L,int} = 0,024 \cdot Re^{0,786} \cdot Pr^{0,42} \cdot \left\{ 1 + \left(\frac{d}{L} \right)^{0,055} \right\}$$

Reemplazando, se tiene:

$$Nu_{L,int} = 203,9$$

Por lo tanto, el coeficiente de convección del aire en el interior de la caja refrigerada es:

$$h_{int} = \frac{Nu_{L,int} \cdot k_{a,int}}{L_{int}} = \frac{203,9 \cdot 0,0243}{0,36} = 13,76 \cdot \frac{W}{K \cdot m^2}$$

Antes de calcular la resistencia térmica por convección del interior de la caja refrigerada, me gustaría demostrar que las hipótesis barajadas anteriormente para el cálculo de este coeficiente de convección h_{int} son las adecuadas.

Para ello, hago referencia al Manual de Refrigeración de Pedro Fernández Díaz, Catedrático de la Universidad de Cantabria, en el que propone la siguiente correlación comprobada experimentalmente para el cálculo de coeficientes de convección forzada en interiores de cámaras frigoríficas:

$$hi = 5 + \frac{v}{1100}$$

Donde:

hi es el coeficiente de convección interior forzada en $\frac{kcal}{h \cdot m^2 \cdot K}$

v es la velocidad del aire de entrada en m/h

Además Pedro Fernández Díaz, argumenta el uso de esta correlación empírica siempre y cuando la velocidad de entrada sea inferior a 3000 m/h o lo que es lo mismo 5 m/s y en ningún caso pone límite de dimensiones ni de temperaturas.

En este caso se cumple esta condición puesto que la velocidad del aire frío es de 2,01 m/s.

El cálculo de h_i según este método es el siguiente:

$$h_i = 5 + \frac{2,01 \cdot \frac{m}{s} \cdot 3600 \cdot \frac{s}{h}}{1100} = 11,58 \cdot \frac{kcal}{h \cdot m^2 \cdot K}$$

$$h_i = 11,58 \cdot \frac{kcal}{h \cdot m^2 \cdot K} \cdot 4,18 \cdot \frac{kJ}{kcal} \cdot 1000 \cdot \frac{J}{kJ} \cdot \frac{1}{3600} \cdot \frac{h}{s} = 13,44 \cdot \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Si se compara el valor obtenido por la correlación de Pedro Fernández Díaz y el obtenido a partir de la teoría de flujo turbulento no desarrollado en el interior de tuberías, se puede afirmar que son prácticamente iguales y por lo tanto válidos para el cálculo de cargas térmicas en la caja refrigerada.

Para una mayor exactitud se toma con valor de coeficiente de convección interior, h_i , el valor medio de los dos anteriores, es decir;

$$h_i = \frac{13,76 + 13,44}{2} = 13,59 \cdot \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Luego, la resistencia térmica por convección forzada en el interior de la caja refrigerada es:

$$R_{\text{conv_int}} = \frac{1}{h_i} = \frac{1}{13,59}$$

$$R_{\text{conv_int}} = 0,0736 \cdot \frac{m^2 \cdot K}{W}$$

6.5 Carga térmica total

Después de haber calculado todas las resistencias térmicas del sistema, se puede hallar la carga térmica total, o sea el calor que va a ser transmitido desde el exterior y que la célula Peltier debe vencer para poder mantener las condiciones enunciadas en el apartado 5.

En la tabla 15, a modo de resumen se ven los valores de las resistencias térmicas en $K \cdot m^2/W$, de las paredes de la caja refrigerada:

Tabla 15. Resumen de los valores de las resistencias térmicas.

Pared	R_{tot_cond}	R_{conv_ext}	R_{conv_int}
Lateral	$1,061 \cdot \frac{K \cdot m^2}{W}$	$0,349 \cdot \frac{K \cdot m^2}{W}$	$0,0736 \cdot \frac{m^2 \cdot K}{W}$
Superior	$1,061 \cdot \frac{K \cdot m^2}{W}$	$0,749 \cdot \frac{K \cdot m^2}{W}$	$0,0736 \cdot \frac{m^2 \cdot K}{W}$
Inferior	$1,061 \cdot \frac{K \cdot m^2}{W}$	$0,319 \cdot \frac{K \cdot m^2}{W}$	$0,0736 \cdot \frac{m^2 \cdot K}{W}$

Las áreas interiores y exteriores de las diferentes paredes también se resumen en la tabla 16;

Tabla 16. Valores de las áreas estudiadas.

Pared	A_{ext}	A_{int}
Lateral	$0,16 \cdot m^2$	$0,1296 \cdot m^2$
Superior	$0,1584 \cdot m^2$	$0,128 \cdot m^2$
Inferior	$0,16 \cdot m^2$	$0,1296 \cdot m^2$

Como se veía en el primer punto de este apartado (6.1) el coeficiente global de transferencia de calor, U , por el área A , verifican la siguiente ecuación:

$$U \cdot A = \frac{A}{R_{tot}} = \frac{1}{\frac{R_{tot_cond}}{A_{ext}} + \frac{R_{conv_ext}}{A_{ext}} + \frac{R_{conv_int}}{A_{int}}}$$

Siendo;

U , el coeficiente global de transmisión de calor en $W/K \cdot m^2$

A es el área de la pared normal a la dirección de la transferencia de calor en m^2

A_{ext} , el área exterior de la caja refrigerada, normal a la dirección de la transferencia de calor en m^2 ,

A_{int} , el área interior de la caja refrigerada, normal a la dirección de la transferencia de calor en m^2 .

Utilizando los datos anteriores, los coeficientes $U \cdot A$ de cada pared de la caja, se resumen en la tabla 17:

Tabla 17. Valores de $U \cdot A$.	
Pared	$U \cdot A$
Lateral	$0,1066 \cdot W/K$
Superior	$0,0833 \cdot W/K$
Inferior	$0,1087 \cdot W/K$

La carga térmica total a vencer por la célula Peltier, que es lo mismo que el calor absorbido por la célula y es igual a:

$$\dot{Q}_c = \left[\sum_{i=1}^6 (U \cdot A)_i \right] \cdot (T_{ext} - T_{int})$$

Donde;

\dot{Q}_c es calor absorbido por la célula en Watios

U , el coeficiente global de transmisión de calor en $W/K \cdot m^2$

A es el área de la pared normal hacia la dirección de la transferencia de calor en m^2

T_{int} es la temperatura interior en K

T_{ext} es la temperatura exterior en K

i es el número de paredes de la caja.

Reemplazando por los datos obtenidos,

$$\dot{Q}_c = [4 \cdot 0,1085 + 0,0892 + 0,114] \cdot (300,15 - 278,15)$$

El calor absorbido por la célula es igual a;

$$\dot{Q}_c = 13,61 \cdot W$$

6.6 Distribución de temperaturas

Inicialmente se distinguen 5 temperaturas importantes en la pared lateral de la caja, que pueden verse en la figura 34 y que son:

- la temperatura exterior (T_{ext})
- la temperatura interior (T_{int})
- la temperatura de la superficie exterior del aluminio (T_{sext})
- la temperatura de la superficie de contacto entre el aluminio y el epoxi (T_{ab})
- la temperatura de la superficie interior del epoxi (T_{sint})

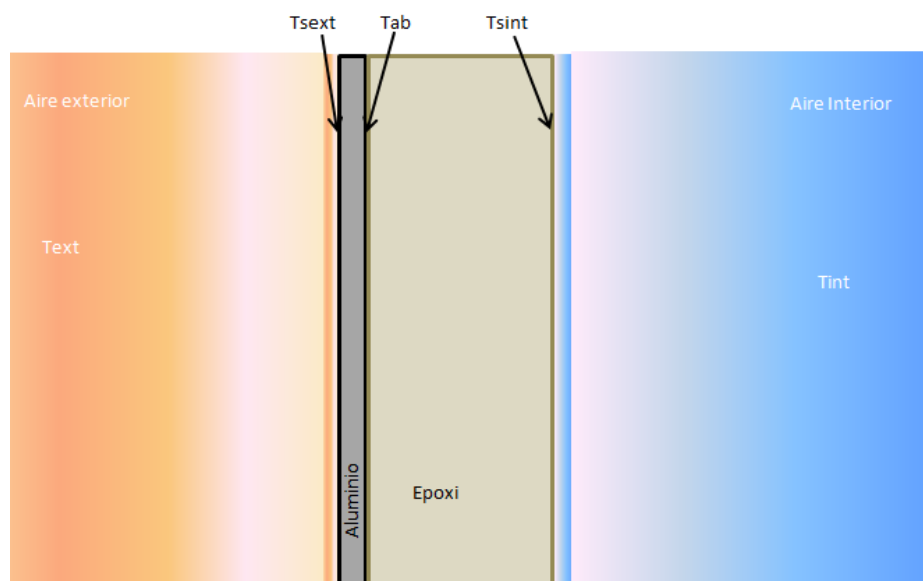


Figura 34. Esquema de temperaturas en una cara lateral de la caja.

En este lado de la caja refrigerada se tiene un aporte de calor debido a la diferencia de temperaturas entre el exterior y el interior de:

$$\dot{Q}_{lado} = (U \cdot A)_{lado} \cdot (T_{ext} - T_{int})$$

Donde;

\dot{Q}_{lado} es calor transferido en Watios desde el exterior hacia el interior por el lado vertical de la caja

U , el coeficiente global de transmisión de calor del lado vertical de la caja en $W/K \cdot m^2$

A es el área de la pared normal hacia la dirección de la transferencia de calor en m^2

T_{int} es la temperatura interior en K

T_{ext} es la temperatura exterior en K

Utilizando los datos del apartado 6.5, se obtiene el valor de \dot{Q}_{lado}

$$\dot{Q}_{lado} = 0,1066 \cdot (27 - 5)$$

$$\dot{Q}_{lado} = 2,34 \cdot W$$

A partir de este dato, se calculan las temperaturas antes descritas, para poder estudiar la distribución de temperaturas a lo largo de un lado vertical de la placa.

En todo momento no se hará distinción entre el área exterior ni interior sino que se tomará un área media entre las dos. Los valores utilizados vienen en la tabla 18, es decir:

Tabla 18. Valores de las áreas utilizadas para la pared lateral.

Pared	A_{ext}	A_{int}	A_m
Lateral	$0,16 \cdot m^2$	$0,1296 \cdot m^2$	$0,1448 \cdot m^2$

6.6.1 Cálculo de la temperatura de la superficie interior del epoxi

Este tramo está condicionado por un flujo turbulento forzado interior. La ecuación del calor se escribe de la siguiente forma:

$$Q_{int \rightarrow sint} = h_{int} \cdot A_m \cdot (T_{sint} - T_{int})$$

Ya que el flujo calor debe ser el mismo en cada sección estudiada de la pared lateral de la caja, se verifica:

$$Q_{int \rightarrow sint} = \dot{Q}_{lado} = 2,34 \cdot W$$

Utilizando los datos anteriormente calculados en el apartado 6.4 se obtiene el valor de T_{sint} tal que;

$$T_{sint} = T_{int} + \frac{Q_{int \rightarrow sint}}{h_{int} \cdot A_m}$$

Luego;

$$T_{sint} = 278,15 + \frac{2,34}{13,59 \cdot 0,1448} = 279,33 \cdot K = 6,19 \text{ } ^\circ C$$

6.6.2 Cálculo de la temperatura de la superficie de contacto entre el aluminio y el epoxi

En este tramo el fenómeno del transporte de calor es la conducción a través de un sólido, el epoxi. La ecuación del flujo de calor se escribe de la siguiente forma:

$$Q_{sint \rightarrow ab} = \frac{k_b}{L_b} \cdot A_m \cdot (T_2 - T_3)$$

De la misma forma que antes, se verifica que;

$$Q_{sint \rightarrow ab} = Q_{lado} = 2,34 \cdot W$$

Por tanto, el valor de T_{ab} se halla de la siguiente forma

$$T_{ab} = T_{sint} + \frac{Q_{sint \rightarrow ab}}{\frac{k_b}{L_b} \cdot A_m}$$

Reemplazando;

$$T_{ab} = 279,33 + \frac{2,34}{\frac{0,033}{0,035} \cdot 0,1448}$$

$$T_{ab} = 296,47 \cdot K = 23,32 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Como se puede apreciar el aumento de temperatura es significativo, ya que es en este tramo en el que se tiene mayor resistencia térmica.

6.6.3 Cálculo de la temperatura de la superficie exterior del aluminio

Como en el tramo anterior, el fenómeno del transporte de calor es la conducción a través de un sólido, pero esta vez es el aluminio. La ecuación del flujo de calor se escribe de la siguiente forma:

$$Q_{ab \rightarrow sext} = \frac{k_a}{L_a} \cdot A_m \cdot (T_{sext} - T_{ab})$$

Análogamente, se verifica que;

$$Q_{ab \rightarrow sext} = \dot{Q}_{lado} = 2,34 \cdot W$$

Luego, el valor de T_{sext} viene dado por,

$$T_{sext} = T_{ab} + \frac{Q_{ab \rightarrow sext}}{\frac{k_a}{L_a} \cdot A_m}$$

Reemplazando;

$$T_{sext} = 296,47 + \frac{2,34}{\frac{209,3}{0,005} \cdot 0,1448}$$

$$T_{sext} = 296,47 \cdot K = 23,32 \text{ } ^\circ C$$

Debido a que la resistencia térmica del aluminio es muy baja no existe un aumento apreciable de la temperatura. Este resultado evidencia, otra vez que la capa de aluminio es depreciable a nivel de conducción de calor.

6.6.4 Cálculo de la temperatura de la superficie exterior

El fenómeno de transporte de calor es la convección natural exterior. Luego el calor tiene la siguiente expresión:

$$Q_{sext \rightarrow ext} = h_{ext} \cdot A_m \cdot (T_{ext} - T_{sext})$$

Como en los anteriores apartados, se verifica:

$$Q_{sext \rightarrow ext} = \dot{Q}_{lado} = 2,34 \cdot W$$

Utilizando los datos anteriormente calculados en el apartado 6.6.3. se obtiene el valor de T_{ext} tal que;

$$T_{ext} = T_{sext} + \frac{Q_{sext \rightarrow ext}}{h_{ext} \cdot A_m}$$

Luego;

$$T_{ext} = 296,47 + \frac{2,34}{2,86 \cdot 0,1448} = 302,10 \cdot K = 28,96 \text{ } ^\circ C$$

Según el apartado 5.1 la temperatura exterior es de 27 °C, luego en el cálculo de distribución de temperaturas tenemos una desviación de:

$$\% error_{T_{ext}} = \frac{27 - 28,96}{27} = 0,072 = 7,2\%$$

Lo que nos indica que al no ser una desviación muy grande, las aproximaciones realizadas están bastante cerca de la realidad.

6.6.5 Comentario sobre el coeficiente de expansión β

Aunque los resultados obtenidos han sido óptimos, hagamos un análisis más fino de la distribución de temperaturas y veamos cómo afecta esta segunda iteración al cálculo de cargas térmicas, tomando un valor de temperatura de la superficie exterior más fiable.

Para ello, uno de los factores que es necesario analizar es el coeficiente de expansión, β .

En vez de tomar una aproximación del valor del coeficiente de expansión, como se hizo en el apartado 6.3.1, ahora se utiliza el valor obtenido por el cálculo de la distribución de temperaturas anterior.

Luego se tiene un nuevo valor del coeficiente de expansión β' , tal que:

$$\beta' = \frac{1}{T_f'} = \frac{1}{T_{sext}}$$

$$\beta' = \frac{1}{296,47} \cdot K^{-1}$$

Por lo tanto el nuevo Rayleigh es:

$$Ra'_L = \frac{g \cdot \beta' \cdot (T_{sext} - T_{\infty}) \cdot L^3}{\nu_a \cdot \alpha}$$

$$Ra'_L = \frac{9,81 \cdot \frac{1}{296,47} \cdot (300 - 296,47) \cdot 0,4^3}{15,89 \cdot 10^{-6} \cdot 22,5 \cdot 10^{-6}}$$

$$Ra'_L = 2,18 \cdot 10^7$$

Luego el nuevo Nusselt en la pared vertical es:

$$Nu'_{L_v} = \left(0,825 + \frac{0,387 \cdot (2,18 \cdot 10^7)^{1/6}}{\left(1 + \left(\frac{0,492}{0,7068} \right)^{9/16} \right)^{8/27}} \right)^2$$

$$Nu'_{L_v} = 39,01$$

El nuevo coeficiente de convección para las paredes exteriores verticales es:

$$h'_{ext_v} = \frac{Nu'_{L_v} \cdot k}{L} = \frac{39,01 \cdot 0,0263}{0,4}$$

$$h'_{ext_v} = 2,56 \cdot \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Y finalmente la resistencia térmica por convección de las paredes verticales de la caja es:

$$R'_{conv_{ext_v}} = \frac{1}{h'_{ext_v}} = \frac{1}{2,56}$$

$$R'_{conv_{ext_v}} = 0,389 \cdot \frac{K \cdot m^2}{W}$$

De la misma forma que cambia la resistencia térmica por convección en la pared exterior vertical, también cambian las de la pared exterior horizontal superior e inferior.

a. Convección libre en las paredes horizontales superiores de la caja

Antes se ha visto que para una superficie superior fría ($T_s < T_\infty$), la correlación adecuada en este caso es la de McAdams para una superficie superior de placa fría. Ésta se expresa tal que:

$$Nu_L = 0,27 \cdot Ra_L^{1/4}$$

Para valores de Rayleigh, $10^5 \leq Ra_L \leq 10^{10}$

En este caso seguimos dentro del rango de valores luego podemos aplicar la fórmula, hallando un nuevo número de Nusselt para la pared horizontal superior tal que:

$$Nu'_{L_{hs}} = 0,27 \cdot Ra_{L_{hs}}^{1/4} = 18,45$$

El coeficiente de convección para la pared superior exterior es:

$$h'_{ext_hs} = \frac{Nu'_{L_hs} \cdot k}{L} = \frac{18,45 \cdot 0,0263}{0,4} = 1,21 \cdot \frac{W}{K \cdot m^2}$$

La resistencia térmica por convección de la pared horizontal superior de la caja es:

$$R'_{conv_ext_hs} = \frac{1}{h'_{ext_hs}} = \frac{1}{1,21}$$

$$R'_{conv_ext_hs} = 0,824 \cdot \frac{K \cdot m^2}{W}$$

b. Convección libre en las paredes horizontales inferiores de la caja

De la misma forma que la vez anterior, para una superficie fría ($T_s < T_\infty$) inferior, las correlaciones de McAdams son las siguientes:

$$\begin{array}{ll} Nu_L = 0,54 \cdot Ra_L^{1/4} & \text{Para } 10^4 \leq Ra_L \leq 10^7 \\ Nu_L = 0,15 \cdot Ra_L^{1/3} & \text{Para } 10^7 \leq Ra_L \leq 10^{11} \end{array}$$

Y ya que el intervalo del Rayleigh es iguales que el del caso anterior su correlación es la misma, dentro del segundo intervalo impuesto para valores de Rayleigh, $10^7 \leq Ra_{L_hi} \leq 10^{11}$.

El nuevo número de Nusselt para la pared horizontal inferior es:

$$Nu'_{L_hi} = 0,15 \cdot Ra_{L_hi}^{1/3} = 41,91$$

El nuevo coeficiente de convección para la pared inferior exterior es:

$$h'_{ext_hi} = \frac{Nu'_{L_hi} \cdot k}{L} = \frac{41,91 \cdot 0,0263}{0,4} = 2,756 \cdot \frac{W}{K \cdot m^2}$$

La resistencia térmica por convección de la pared horizontal inferior de la caja es:

$$R'_{conv_ext_hi} = \frac{1}{h'_{ext_hi}} = \frac{1}{2,756}$$

$$R'_{\text{conv_ext_hi}} = 0,363 \cdot \frac{K \cdot m^2}{W}$$

El resto de los cálculos de la carga térmica no cambian, puesto que no se ven influidos por el valor de la temperatura de la superficie de la pared exterior.

Análogamente al método anterior se resumen las resistencias térmicas en la siguiente tabla 19:

Tabla 19. Valores actualizados de las resistencias térmicas.

Pared	$R_{\text{tot_cond}}$	$R'_{\text{conv_ext}}$	$R_{\text{conv_int}}$
Lateral	$1,061 \cdot \frac{K \cdot m^2}{W}$	$0,389 \cdot \frac{K \cdot m^2}{W}$	$0,0736 \cdot \frac{m^2 \cdot K}{W}$
Superior	$1,061 \cdot \frac{K \cdot m^2}{W}$	$0,824 \cdot \frac{K \cdot m^2}{W}$	$0,0736 \cdot \frac{m^2 \cdot K}{W}$
Inferior	$1,061 \cdot \frac{K \cdot m^2}{W}$	$0,363 \cdot \frac{K \cdot m^2}{W}$	$0,0736 \cdot \frac{m^2 \cdot K}{W}$

Luego los nuevos valores de coeficiente global de transferencia de calor para cada pared son los que vienen en la tabla 20:

Tabla 20. Valores actualizados del coeficiente U·A.

Pared	$(U \cdot A)'$
Lateral	$0,104 \cdot W/K$
Superior	$0,0801 \cdot W/K$
Inferior	$0,1056 \cdot W/K$

La nueva carga térmica total a vencer por la célula Peltier es por lo tanto:

$$\dot{Q}'_c = [4 \cdot 0,104 + 0,0801 + 0,1056] \cdot (300,15 - 278,15)$$

La carga térmica total del sistema es igual a;

$$\dot{Q}'_c = 13,22 \cdot W$$

Comparándola con la carga térmica obtenida anteriormente \dot{Q}_c , se tiene una diferencia porcentual de;

$$\% error_{\dot{Q}_c} = \frac{\dot{Q}_c - \dot{Q}'_c}{\dot{Q}_c} = \frac{13,61 - 13,22}{13,61} = 0,028 = 2,8 \%$$

El error es prácticamente despreciable y asumible debido a los posibles redondeos de los cálculos que lo componen.

Volviendo a calcular la distribución de temperaturas, se tiene que:

- \dot{Q}'_{lado} es calor transferido en Watios desde el exterior hacia el interior por el lado vertical de la caja

$$\dot{Q}'_{lado} = (U \cdot A)'_{lado} \cdot (T_{ext} - T_{int})$$

$$\dot{Q}'_{lado} = 0,104 \cdot (27 - 5)$$

$$\dot{Q}'_{lado} = 2,28 \cdot W$$

- Una temperatura de la superficie interior de la caja T'_{sint} , de:

$$T'_{sint} = T_{int} + \frac{\dot{Q}'_{int \rightarrow sint}}{h_i \cdot A_m}$$

$$T'_{sint} = 278,15 + \frac{2,28}{13,59 \cdot 0,1448} = 279,16 \cdot K = 6,01 \text{ } ^\circ C$$

- Una temperatura de la intercara entre los dos materiales de la caja T'_{ab} , de:

$$T'_{ab} = T'_{sint} + \frac{\dot{Q}'_{sint \rightarrow ab}}{\frac{k_b}{L_b} \cdot A_m}$$

$$T'_{ab} = 279,16 + \frac{2,28}{\frac{0,033}{0,035} \cdot 0,1448}$$

$$T'_{ab} = 295,72 \cdot K = 22,57 \text{ } ^\circ C$$

- Una temperatura de la superficie exterior de la caja T'_{sext} , de:

$$T'_{sext} = T'_{ab} + \frac{\dot{Q}'_{ab \rightarrow sext}}{\frac{k_a}{L_a} \cdot A_m}$$

$$T'_{sext} = 295,72 + \frac{2,28}{\frac{209,3}{0,005} \cdot 0,1448}$$

$$T'_{sext} = 295,72 \cdot K = 22,57 \text{ }^{\circ}C$$

- Una temperatura del exterior de la caja T'_{ext} tal que;

$$T'_{ext} = T'_{sext} + \frac{Q'_{sext \rightarrow ext}}{h'_{ext} \cdot A_m}$$

$$T'_{ext} = 295,72 + \frac{2,28}{2,57 \cdot 0,1448} = 301,8 \cdot K = 28,68 \text{ }^{\circ}C$$

Con el nuevo cálculo de distribución de temperaturas tenemos una desviación de:

$$\% \text{ error}'_{T_{ext}} = \frac{27 - 28,68}{27} = 0,062 = 6,2\%$$

Sigue siendo una desviación muy pequeña, más pequeña que para el caso anterior aunque es más grande de los casos ideales estudiados durante la carrera. Esto se debe a que es todo momento se ha estado utilizando correlaciones generalizando todo el problema, una solución más fina se puede alcanzar si se utiliza un programa de simulación. Se deja esta puerta abierta para estudios posteriores.

7 Elección de la célula Peltier

Después de haber hecho el estudio térmico de la caja refrigerada y hallar el valor del calor que debe absorber la célula, se saben cuáles van a ser las características que tiene que cumplir el módulo Peltier utilizado.

Los parámetros para su elección son:

- La temperatura exterior
- La temperatura interior
- El calor absorbido

Que se representan en la tabla 21 a modo de resumen:

Tabla 21. Valores necesarios para la selección de la célula.

Magnitud	Símbolo	Valor
Calor requerido absorbido por la célula	Q_c	13,22 W
Temperatura interior	T_{int}	5 °C
Temperatura exterior	T_{ext}	27°C

Además es importante para cálculos posteriores saber cuál es la diferencia de temperaturas utilizada, es decir:

$$\Delta T = 27 - 5 = 22^{\circ}\text{C} = 295,15 \cdot K$$

La célula Peltier seleccionada debe cumplir al menos con los requisitos de la tabla 21.

En una primera aproximación, se utilizan los datos presentados en el apartado 4. Los valores de la tabla 21 están dentro del rango de valores de una célula Peltier estándar, como se ve en la tabla 22 que se ha rescatado del apartado 4.2 y resume las características principales de una célula Peltier estándar.

Tabla 22. Características principales de una célula Peltier estándar.

MAGNITUD	RANGO	UNIDADES
Intensidad (I)	3..40	A
Capacidad máxima de calor bombeado (Qmax)	1..95	W
Tensión (V)	2..17	V
Diferencia de Temperaturas máxima (ΔT_{max})	68..72	°C
Dimensiones	8x8x3,6..50x50x5	mm

La selección de la célula Peltier para esta aplicación puede hacerse de dos formas:

1. A partir de las Curvas Universales de Rendimiento Termoeléctrico
2. A partir del software proporcionado por el fabricante o suministrador.

7.1 Cálculo del calor máximo absorbido, Q_{c_max} , a partir de las gráficas universales de rendimiento

La mayoría de los cálculos y programas que se usan en el mercado para la selección de una célula Peltier están basados en unas curvas características normalizadas llamadas Gráficas Universales de Rendimiento.

Éstas relacionan los siguientes parámetros entre ellos:

- la diferencia de temperaturas,
- el calor máximo absorbido,
- la tensión de entrada,
- la corriente de entrada a la célula.

El uso de estas gráficas proporciona las características específicas del módulo Peltier requerido.

Claro está que estas gráficas devuelven un valor aproximado de las características del módulo Peltier seleccionado. Por lo tanto, es necesario completarlo con un Software o programa que tienen en cuenta otras variables como el calor generado por conducción interna, el calor generado por efecto Joule o el generado en las soldaduras de la célula, lo que da un ajuste más fino a los valores de salida.

En este caso, se usan las gráficas cedidas por *Thermoelectric Cooling Systems Design Guide* de la empresa Marlow Industries, representadas en la figura 35.

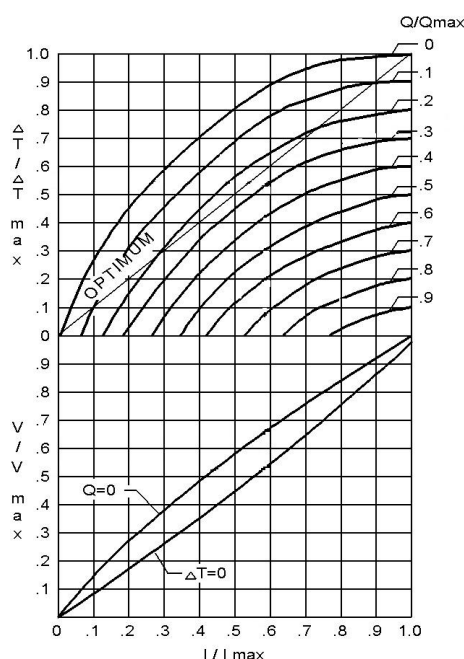


Figura 35. Gráficas Universales de Rendimiento.

El cálculo empieza tomando la unidad más sencilla que existe, es decir una célula estándar de un único nivel.

El valor de entrada en las gráficas es la diferencia de temperaturas, que para este caso su valor es:

$$\Delta T = 22^{\circ}\text{C}$$

La diferencia de temperaturas para estas gráficas está normalizada y es igual a 64°C , por lo tanto hay que corregirla, obteniendo lo siguiente:

$$\frac{\Delta T}{\Delta T_{\max}} = \frac{22 \cdot ^{\circ}\text{C}}{64 \cdot ^{\circ}\text{C}} = 0,344$$

Se dibuja una línea horizontal para el valor de $\frac{\Delta T}{\Delta T_{\max}}$, tal y como muestra la figura 36:

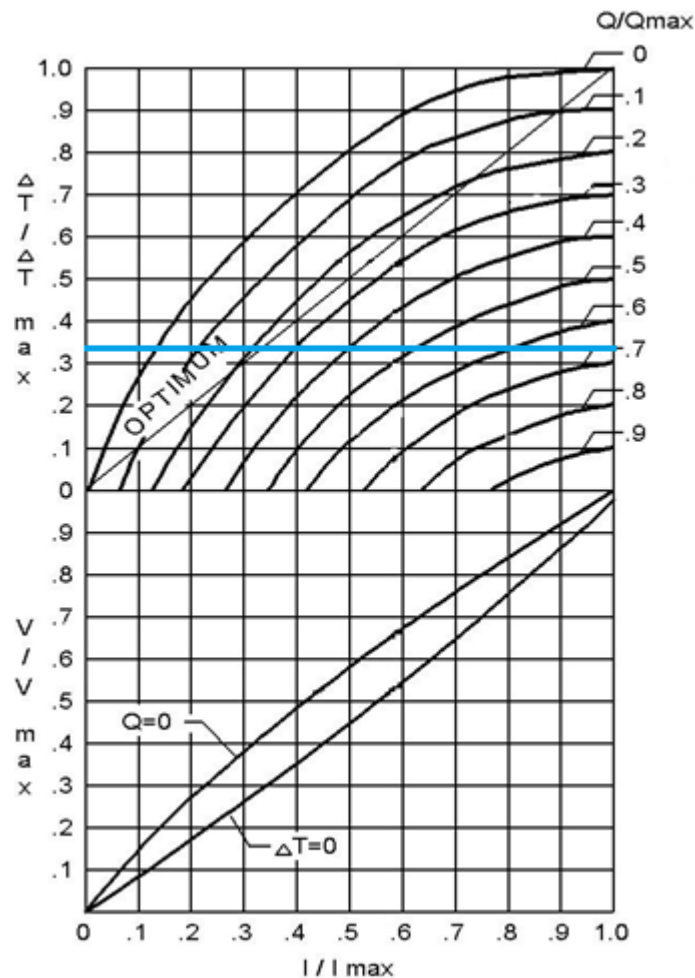


Figura 36. Gráficas Universales de Rendimiento para el valor $\frac{\Delta T}{\Delta T_{\max}}$ estudiado.

La diagonal OPTIMUM de la gráfica proporciona el valor óptimo de la relación Q_c/Q_{max} o utilizando la nomenclatura de este proyecto Q_c/Q_{max} , que debería tener la célula para alcanzar un rendimiento óptimo.

Por definición existen dos valores de Q_c/Q_{max} :

- Q_c/Q_{max_max} viene dado por la intersección de la nueva línea y el eje de ordenadas derecho. Representa el valor máximo de la relación Q_c/Q_{max} . Haciendo hincapié en el apartado 3.4.4, el calor máximo absorbido teórico tiene la siguiente expresión:

$$Q_{max_max} = \frac{\alpha^2 \cdot T_c^2}{2 \cdot R} - \frac{A \cdot \lambda}{l} \cdot \Delta T$$

Que como se ha visto en el apartado mencionado se halla derivando el calor absorbido por la célula con respecto a la intensidad e igualando a cero:

$$\frac{\partial Q_c}{\partial I} = 0$$

De este calor Q_{max_max} , se obtiene la célula más pequeña y barata que se podría utilizar, sin tener en cuenta el valor del rendimiento sólo maximizando la cantidad de calor absorbido.

- Q_c/Q_{max_opt} , que se halla gracias a la intersección entre la línea que se acaba de dibujar y la diagonal OPTIMUM, interpolando entre las curvas parabólicas.

La expresión de Q_{max_opt} se ha hallado en el apartado 3.4.3. Éste representa del calor absorbido cuando se alcanza el máximo COP siendo igual a:

$$Q_{max_opt} = \Delta T \cdot \left[\frac{\alpha^2}{R \cdot (\sqrt{1 + \gamma \Delta T} + 1)} \cdot \left(T_c - \frac{\Delta T}{2 \cdot (\sqrt{1 + \gamma \Delta T} + 1)} \right) - \frac{A \cdot \lambda}{l} \right]$$

Con;

$$\gamma = \frac{\alpha^2 \cdot l}{2 \cdot R \cdot A \cdot \lambda}$$

Este calor, a diferencia del anterior, representa el calor óptimo que puede absorber una célula Peltier. De esta relación se obtiene la célula con mayor rendimiento que exista para los datos de entrada impuestos.

Por definición se cumple para un mismo valor de Q_c que:

$$\frac{Q_c}{Q_{\max_opt}} < \frac{Q_c}{Q_{\max_max}}$$

Luego;

$$Q_{\max_max} < Q_{\max_opt}$$

Y por tanto el valor de Q_{c_max} de la célula seleccionada debe verificar que se halla entre el valor óptimo de la aplicación y el valor máximo absorbido teórico requerido para la aplicación, es decir que se cumple que:

$$Q_{\max_max} < Q_{c_max} < Q_{\max_opt}$$

En el caso estudiado se obtienen los valores a partir de la figura 37.

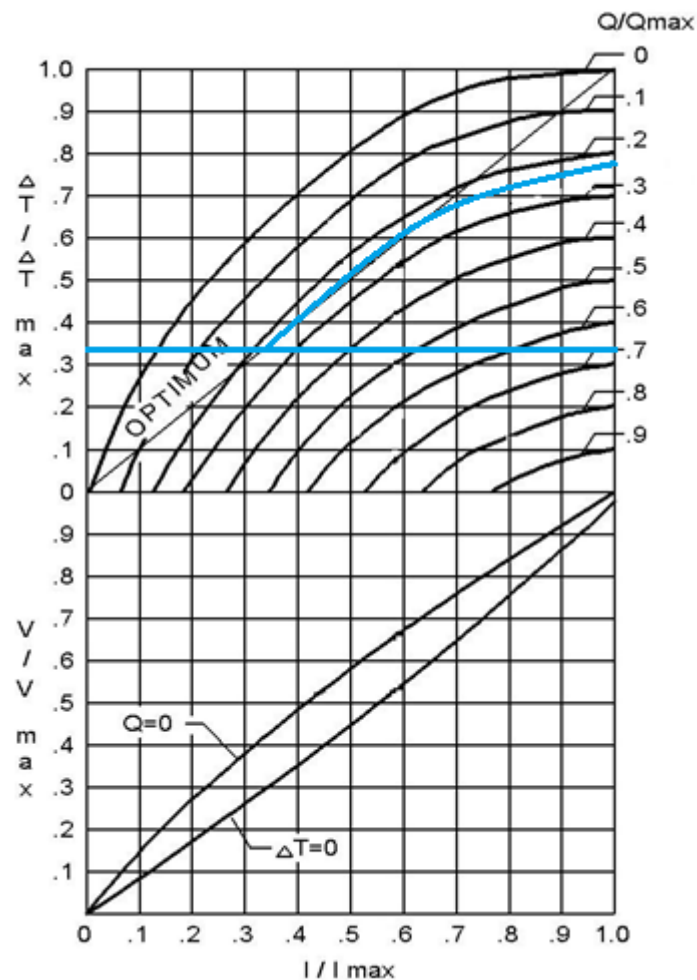


Figura 37. Gráficas Universales de Rendimiento para el valor $\frac{Q_c}{Q_{\max_opt}}$ estudiado.

La relación entre el Q_{\max_opt} y el Q_c es de;

$$\frac{Q_c}{Q_{\max_opt}} = 0,22$$

Despejando se obtiene

$$Q_{\max_opt} = \frac{Q_c}{0,22} = \frac{13,22}{0,22} = 60,1 \cdot W$$

Por otro lado, la relación entre Q_{\max_max} y Q_c es de:

$$\frac{Q_c}{Q_{\max_max}} = 0,68$$

Luego Q_{\max_max} es igual a:

$$Q_{\max_max} = \frac{Q_c}{0,68} = \frac{13,22}{0,68} = 19,44 \cdot W$$

Luego la Q_{c_max} a elegir está dentro del rango:

$$19,44 \cdot W < Q_{c_max} < 60,1 \cdot W$$

7.2 Determinación del módulo Peltier a partir del suministrador

Una vez hallado el calor absorbido máximo requerido para la célula Peltier por el método analítico de las Gráficas Universales de Rendimiento, se afina el valor utilizando un software de un suministrador de células Peltier.

Entre los suministradores consultados está la empresa Ferrotec Thermal Solutions. Ésta, facilita la elección de la célula Peltier en su página web, donde rellenando unos campos se consigue encontrar la célula Peltier adecuada para cada aplicación.

Los pasos son los siguientes:

1. Se entra en la página web:
<http://thermal.ferrotec.com/products/thermal/modules/singleStage/>
2. Se pincha en la etiqueta “*Help me Select a Module*”
3. Se rellenan los campos obligatorios.
4. Se pincha en “*Recommend*”

La figura 38, muestra los campos a rellenar para elegir módulo.

The screenshot displays the Ferrotec website's product selection interface. At the top, the Ferrotec logo is on the left, and navigation links for 'Thermoelectric', 'UNITED STATES', 'WORLDWIDE', and 'CONTACT' are on the right. A search bar is also present. Below the header, a navigation menu includes 'Thermal Home', 'About', 'Products' (which is highlighted), 'Thermoelectric Applications', 'Technology', 'Support', and 'Contact Sales'. The main heading is 'Products', followed by the tagline 'WORLD-CLASS ENGINEERING, QUALITY & RELIABILITY'. On the left side, there is a sidebar with a list of product categories: 'Overview', 'Thermoelectric Modules' (selected), 'Single-Stage Modules', 'Two-Stage Modules', 'Three-Stage Modules', 'Mini Modules (1.2 to 2.5 Amps)', 'Center-Hole Modules', 'Multi-Hole Modules', 'Round Modules', 'Thin-Film Substrate Modules', 'Thermal-Cycling Modules', 'High-Power Modules', 'Custom Thermoelectric Modules', and 'Module Sealing Options'. The main content area is titled 'Thermoelectric Modules - Single-Stage Peltier Coolers'. It features a diagram of a Peltier module with heat arrows. Text on the page states: 'Ferrotec's advanced software can help recommend a TEC for you. Tell us about your thermal environment'. Below this, there are four input fields: 'Ambient Temperature (°C)', 'Heat Sink Thermal Resistance (°C / Watt)', 'Heat Transfer Capacity (Watts)', and 'Cold Side Temperature (°C)'. There is also a checkbox labeled 'Consider Multiple Modules'. A 'Return to All Modules' button is located at the top right of the form area, and a 'Recommend' button is at the bottom right.

Figura 38. Interfaz de la empresa Ferrotec para la selección de la célula Peltier.

Los campos a rellenar son los siguientes:

1. Temperatura ambiente

2. Resistencia térmica del disipador del lado caliente
3. Capacidad de calor transferido
4. Temperatura del lado frío

Los campos 1 y 4 que corresponden a los de temperatura ambiente y temperatura del lado frío son sencillos de rellenar, tomando como valores 27°C para el número 1 y 5°C para el número 4.

El tercer campo, el que corresponde al de transferencia de calor en Watios, es el resultado del cálculo del apartado anterior, apartado 6. Donde se tiene que la carga térmica del sistema que es igual a la potencia de absorción de calor necesaria y que es de:

$$Q_c = 13,22 \cdot W$$

Finalmente, queda el segundo campo por rellenar. Éste campo hace referencia a la resistencia térmica del disipación de calor del que se compone el módulo.

Como explica la guía proporcionada por el suministrador, *Ferrotec's Thermoelectric Technical Reference Guide*, cuando se suministra energía eléctrica a un módulo de TE, una de las caras se convierte en el lado frío del módulo mientras que la otra en el lado caliente. Utilizando las leyes de la termodinámica, el calor de la zona más caliente que se está enfriando, pasará de la cara fría a la cara caliente. Por ello, la cara caliente del TE debe ser conectado a un disipador de calor adecuado que sea capaz de disipar el calor tanto bombeado por el módulo como el calor producido por efecto Joule, resultado de suministrar energía eléctrica al módulo.

Un disipador de calor ideal es aquel que es capaz de absorber una cantidad ilimitada de calor sin modificar la temperatura del mismo.

Pero como esto no es posible en la práctica, es necesario tener en cuenta un pequeño aumento de temperatura durante la manipulación. Este aumento de temperatura no es siempre el mismo sino que depende de la aplicación, de la temperatura ambiente, del rango de temperaturas, del material utilizado etc...

La resistencia térmica del disipación de calor se escribe tal que:

$$R_s = \frac{(T_{ext} - T_s)}{\dot{Q}_h}$$

Donde;

R_s es la resistencia térmica del disipador en °C/W

\dot{Q}_h es calor disipado en la cara caliente, Watios

T_s es la temperatura del disipador en K

T_{ext} es la temperatura exterior en K.

Debido a que cada aplicación es diferente, es prácticamente imposible sugerir una configuración de disipador de calor adecuado para la mayoría de las situaciones. Además es necesario saber cuál es la temperatura del disipador cuando el módulo esté funcionando, en estado estacionario, lo que requiere una medida experimental, que en este caso no se tiene.

Por ello la guía proporcionada por el suministrador, *Ferrotec's Thermoelectric Technical Reference Guide* recomienda para convección forzada, utilizar un valor de la resistencia térmica \bar{R}_s , dentro de un rango de 0,02 a 0,5 °C / watt.

En este caso, se supone un valor para la resistencia R_s de 0,02 °C/W.

Si se introducen los datos en la página web del suministrador, el interfaz queda como muestra la siguiente figura.

Overview

Thermoelectric Modules

Single-Stage Modules

Two-Stage Modules

Three-Stage Modules

Mini Modules (1.2 to 2.5 Amps)

Center-Hole Modules

Multi-Hole Modules

Round Modules

Thin-Film Substrate Modules

Thermal-Cycling Modules

High-Power Modules

Custom Thermoelectric Modules

Module Sealing Options

Module Model Numbering System

ROHS Compliance

Thermoelectric Subsystems


Thermoelectric Power Generation

Temperature Controllers

Technical

Thermoelectric Modules - Single-Stage Peltier Coolers

Ferrotec's advanced software can help recommend a TEC for you.
Tell us about your thermal environment



Ambient Temperature (°C)

Heat Sink Thermal Resistance (°C / Watt)

Heat Transfer Capacity (Watts)

Cold Side Temperature (°C)

☐ Consider Multiple Modules

27

0.02

13.22

5

Return to All Modules

Recommend

Model Number	N	Qc	CoP	I	V	W1 Dim	L1 Dim	L2 Dim	Height
9501/127/030 B	1	16.7	0.37	3	15.1	29.7	29.7	0	3.94
9501/128/030 B	1	16.9	0.37	3	15.2	29.7	29.7	34	3.94
9500/071/060 B	1	18.7	0.37	6	8.5	29.8	29.8	0	4.16
9500/031/150 B	1	20.3	0.37	15	3.7	29.8	29.8	0	4.60
9501/127/040 B	1	22.2	0.37	4	15.2	29.7	29.7	0	3.94
9500/127/040 B	1	22.2	0.37	4	15.2	39.7	39.7	0	4.16
9501/128/040 B	1	22.3	0.37	4	15.3	29.7	29.7	34	3.94
9500/128/040 B	1	22.3	0.37	4	15.3	39.7	39.7	34	4.16

Figura 39. Células Peltier propuestas por la empresa Ferrotec.

Hay varias propuestas por parte del suministrador, en este caso el rango de Q_{c_max} está dentro de los siguientes valores:

$$16,7 \cdot W < Q_{c_max} < 53,1 \cdot W$$

En el cálculo anterior se tiene el siguiente rango:

$$19,44 \cdot W < Q_{c_max} < 60,1 \cdot W$$

Como se puede observar los rangos de valores para los dos métodos son muy cercanos entre sí, lo que nos confirma que los dos métodos son homólogos siendo el segundo más preciso que el primero ya que depende de un software especial.

Se elige el modelo 9500/127/040B, que es el modelo que verifica los requisitos térmicos, se cumplan los requisitos dimensionales. Las características de éste vienen resumidas en la tabla 23:

Tabla 23. Características de la célula Peltier elegida.

Característica	Unidades	Valor
Número de niveles	[-]	1
Q_{c_max}	[W]	22,2
COP	[-]	0,37
I	[A]	4
V (Q=0)	[V]	15,2
Dimensiones	[mm x mm x mm]	39,7 x 39,7 x 4,1

Las gráficas propias características de esta célula Peltier, suministradas por el fabricante son las de las figuras 40, 41, 42 y 43:

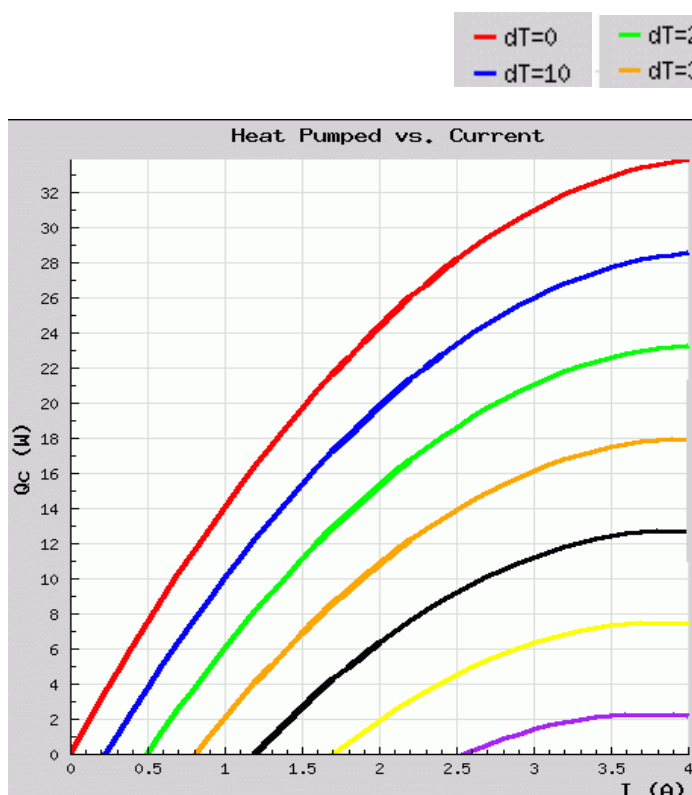


Figura 40. Gráfica de calor absorbido en función de la intensidad.

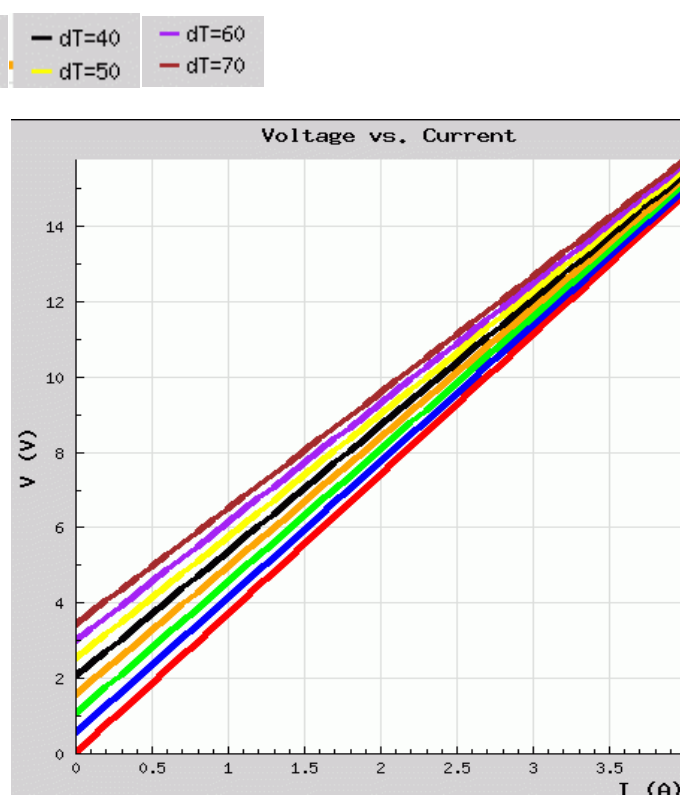


Figura 41. Gráfica de la tensión en función de la intensidad.

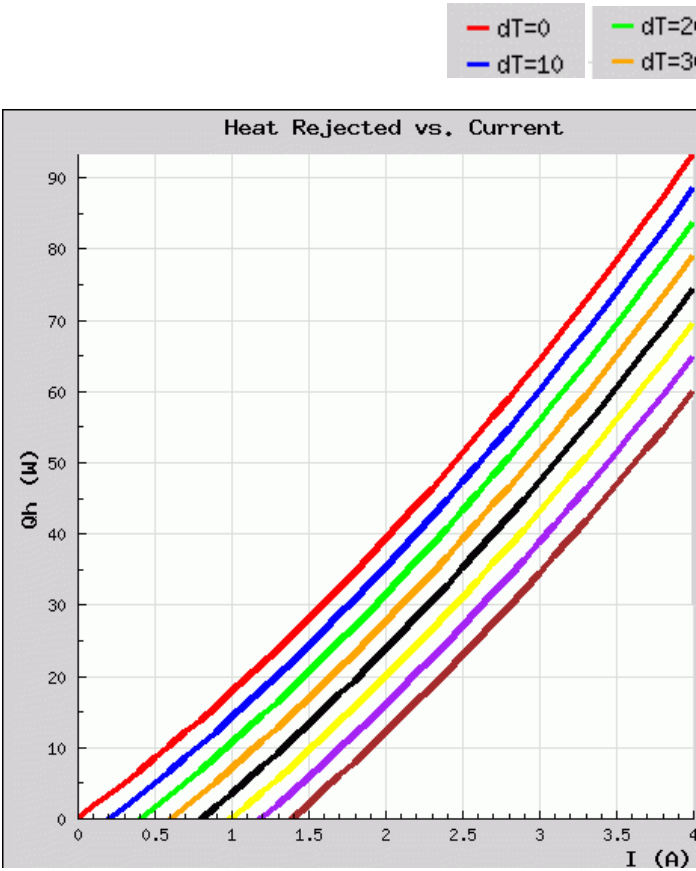


Figura 42. Gráfica del calor disipado en función de la intensidad.

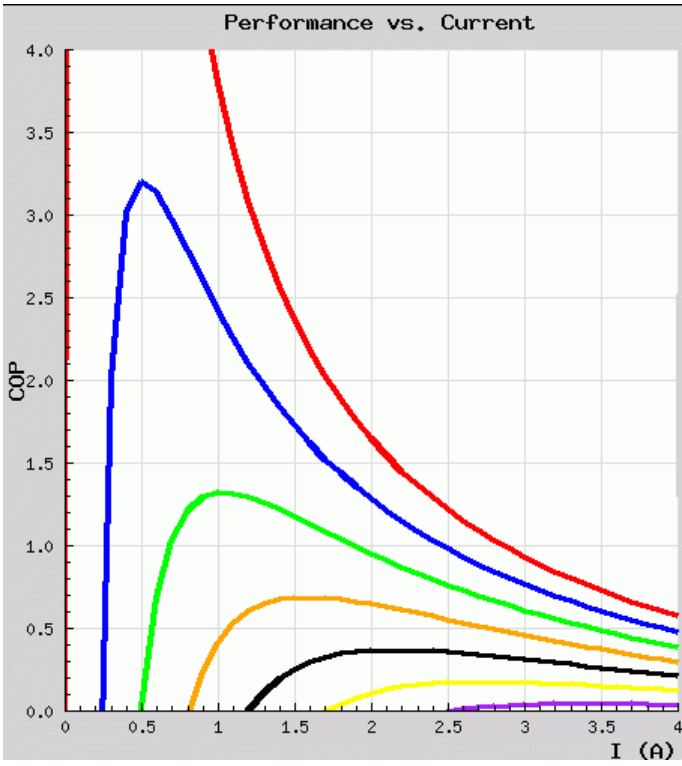


Figura 43. Gráfica del COP en función de la intensidad.

La célula Peltier seleccionada es a la que se muestra en la figura 44 con las dimensiones finales:

9500/127/040 B — Mechanical Characteristics

W1 Dimension (mm)	39.70
L1 Dimension (mm)	39.70
Height (mm)	4.16

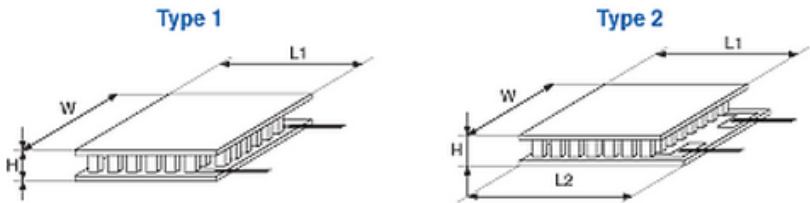


Figura 44. Célula Peltier seleccionada.

7.3 Verificación de los datos del suministrador a partir de las graficas universales

En este apartado, se determina a partir de las gráficas universales de rendimiento el resto de los parámetros de la célula Peltier. De esta forma se comprueban los datos del fabricante.

La tabla 24 resume los datos que se han obtenido en los apartados 7.1. y 7.2.

Tabla 24. Tabla resumen de características de Célula Peltier obtenidas en anteriores apartados.

Característica	Valor
Qc_max (proporcionado por FERROTEC suministrador)	22,2 W
Q (calculado en el apartado 6)	13,22·W
$\Delta T / \Delta T_{max}$	0,344·°C/°C

En este caso ya se sabe cuáles van a ser las condiciones del flujo de calor para la célula y la diferencia de temperaturas por lo tanto queda verificar el resto de los parámetros.

Como se ha visto en el apartado 7.1, el Qc_max de la célula seleccionada debe estar entre el valor óptimo de la aplicación y el valor máximo absorbido teórico requerido para la aplicación, es decir que:

$$Q_{\max_max} < Q_{c_max} < Q_{\max_opt}$$

Pero para poder entrar en las Gráficas Universales con alguna de las relaciones de calores $\frac{Q_c}{Q_{\max_opt}}$ o $\frac{Q_c}{Q_{\max_max}}$, es necesario conocer uno de los dos valores de Q_{\max_max} o Q_{\max_opt} .

Al no saber ninguno de los dos se toma el valor proporcionado por el suministrador como el más desfavorable del intervalo es decir que:

$$Q_{\max_opt} = Q_{c_max} = 22,2 \cdot W$$

Luego la relación $\frac{Q_c}{Q_{\max_opt}}$ queda tal que:

$$\frac{Q_c}{Q_{\max_opt}} = \frac{13,22}{22,2} = 0,59$$

Dentro de las curvas de rendimiento se traza una parábola correspondiente a $Q/Q_{\max} = 0,59$. En la intersección con la recta $\Delta T/\Delta T_{\max} = 0,34$, se traza una línea vertical para conocer los niveles de tensión y corriente necesarios, como se ve en la figura 45.

Se obtiene un valor de $I/I_{\max} = 0,79$ y dos valores de V/V_{\max} ($V/V_{\max}=0,75$ y $V/V_{\max}=0,84$) cada uno para unas condiciones de operación específicas.

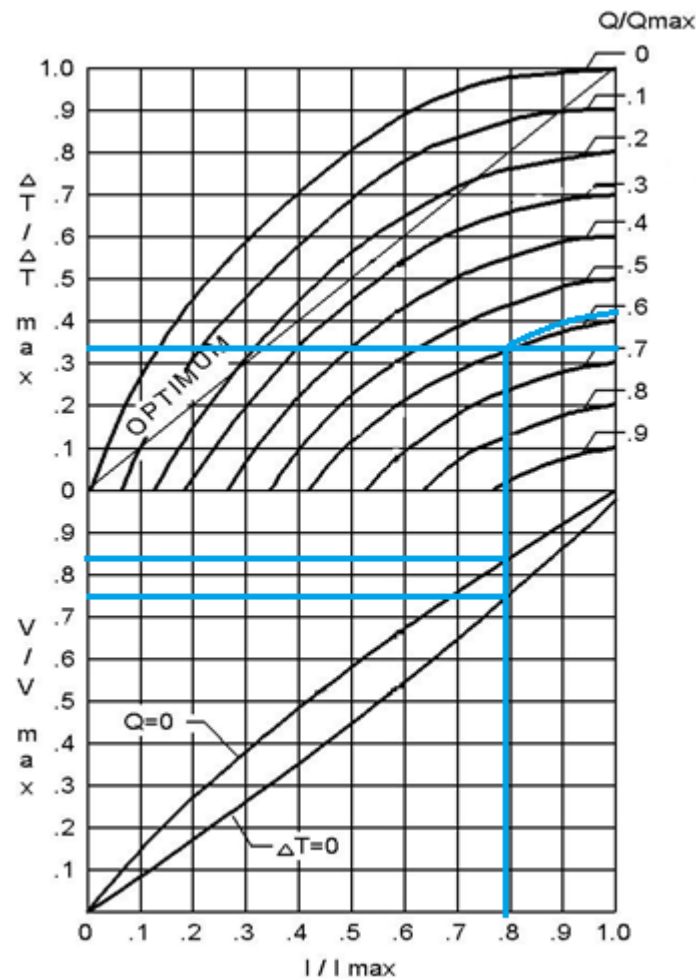


Figura 45. Gráficas Universales de Rendimiento para el valor $\frac{I}{I_{\max}}$ estudiado.

Ya que estas curvas están normalizadas para un valor de intensidad I_{\max} de $5,7 \cdot A$, entonces el valor de la intensidad en el caso estudiado, I , debe ser de:

$$\frac{I}{I_{\max}} = 0,79$$

$$I = 0,79 \cdot I_{\max} = 0,79 \cdot 5,7 = 4,5 \cdot A$$

Siendo el valor proporcionado por el suministrador es de $I = 4 \cdot A$, lo que nos demuestra la correspondencia de los valores en todo momento.

En el caso de la tensión, se tienen dos valores, esto es debido a que la resistencia de entrada del módulo Peltier varía en función de la diferencia de temperatura entre caras de forma que la relación entre la corriente y la tensión de entrada no es lineal.

Se tienen dos gráficas de tensión en función de las condiciones de trabajo, es decir:

- Cuando la diferencia de temperaturas es cero, el módulo está en reposo y el bombeo de calor hacia el exterior es máximo,
- Sin embargo, cuando la diferencia de temperaturas entre caras es máxima el bombeo de calor no es necesario y se verifica que $Q = 0$.

Esto quiere decir que cuando el módulo está en reposo se usa la curva correspondiente a $\Delta T = 0$, pero conforme vaya aumentando la diferencia de temperatura entre caras las curvas son diferentes.

Esto va a hacer que si mantenemos la tensión de entrada la corriente variará. Para que esto no ocurra, los fabricantes recomiendan insertar un circuito que controle la tensión de entrada entre los valores máximo y mínimo. Se le deja al lector la opción de profundizar sobre este tema con la ayuda de la bibliografía que se referencia ya que este tema no entra dentro de los objetivos propuestos en este proyecto.

El valor normalizado de la tensión de estas gráficas es igual a:

$$V_{\max} = 14,7 \cdot V$$

Los valores de la tensión obtenidos a partir de las gráficas son:

- Para la condición de $\Delta T = 0$:

$$\left. \frac{V}{V_{\max}} \right|_{\Delta T=0} = 0,75$$

$$V|_{\Delta T=0} = 0,75 \cdot V_{\max} = 0,75 \cdot 14,7 = 11,025 \cdot V$$

- Para la condición de $Q = 0$:

$$\left. \frac{V}{V_{\max}} \right|_{Q=0} = 0,84$$

$$V]_{Q=0} = 0,84 \cdot V_{\max} = 0,84 \cdot 14,7 = 12,35 \cdot V$$

El suministrador da un valor de V para $Q=0$ de $15,2 \cdot V$, que sigue estando cercano al valor obtenido gráficamente.

Finalmente la potencia eléctrica requerida es:

$$P_e = U \cdot I = 12,35 \cdot 4,5 = 55,57 \cdot W$$

Según los datos del fabricante se tiene que la potencia eléctrica requerida es de:

$$P_e = U \cdot I = 15,2 \cdot 4 = 60,8 \cdot W$$

Si se calcula el error que se ha cometido entre el método gráfico y los resultados proporcionados por el fabricante se tiene que:

$$\% \text{ error}_{P_e} = \frac{60,8 - 55,57}{60,8} = 0,086 = 8,6\%$$

Lo que alienta a pensar que los cálculos realizados son en gran medida fiables a la hora de utilizarlos para una correcta selección de una célula Peltier.

Por otro lado, se observa que la potencia generada por la célula es mayor que la que tiene que bombear, Q_{c_max} . Esto hace que la potencia calorífica que debe disipar es decir, el calor total de la cara caliente, sea la suma de las dos:

$$Q_h = Q_{c_max} + P_e = 22,2 + 55,57 = 77,8 \cdot W$$

Q_h es la cantidad de calor que hay disipar instalando un radiador suficientemente grande en la cara caliente.

8 Módulo termoelectrico

8.1 Selección del módulo

Para conseguir una temperatura estable en la cara fría y cumplir con la diferencia de temperaturas impuesta por la célula Peltier es necesario disipar el calor de forma efectiva en la cara caliente.

Si el calor absorbido no se disipa correctamente, puede provocar que la temperatura de la cara caliente aumente y que exista en ese lado, un calor remanente que pueda en el peor de los casos traspasarse por conducción al lado frío de la célula Peltier. Esto puede llevar a un deterioro importante de la célula y una posible fusión parcial o total de los termopares que la componen.

Por ese motivo es necesario dotar al conjunto de algún dispositivo que extraiga el calor absorbido y producido por el conjunto.

El módulo Peltier es el encargado de realizar dicha función, incluyendo en la mayoría de los casos una circulación forzada de aire en la disipación de calor, lo que mejora considerablemente los resultados obtenidos y dando soporte y robustez a todo el dispositivo.

Como se vio en el apartado 4.3, un módulo Peltier está compuesto por los siguientes elementos:

- Una célula Peltier
- Un ventilador en la cara caliente
- Un ventilador en la cara fría (opcional)
- Un disipador de la cara caliente
- Un disipador de la cara fría
- Material aislante
- Material de soporte

El suministrador del módulo Peltier elegido es la empresa



Con amplia experiencia en el campo de la termoelectricidad posee unos módulos termoelectricos Aire-Aire de las características mostradas en la figura 46, donde es sencillo identificar todas las partes.

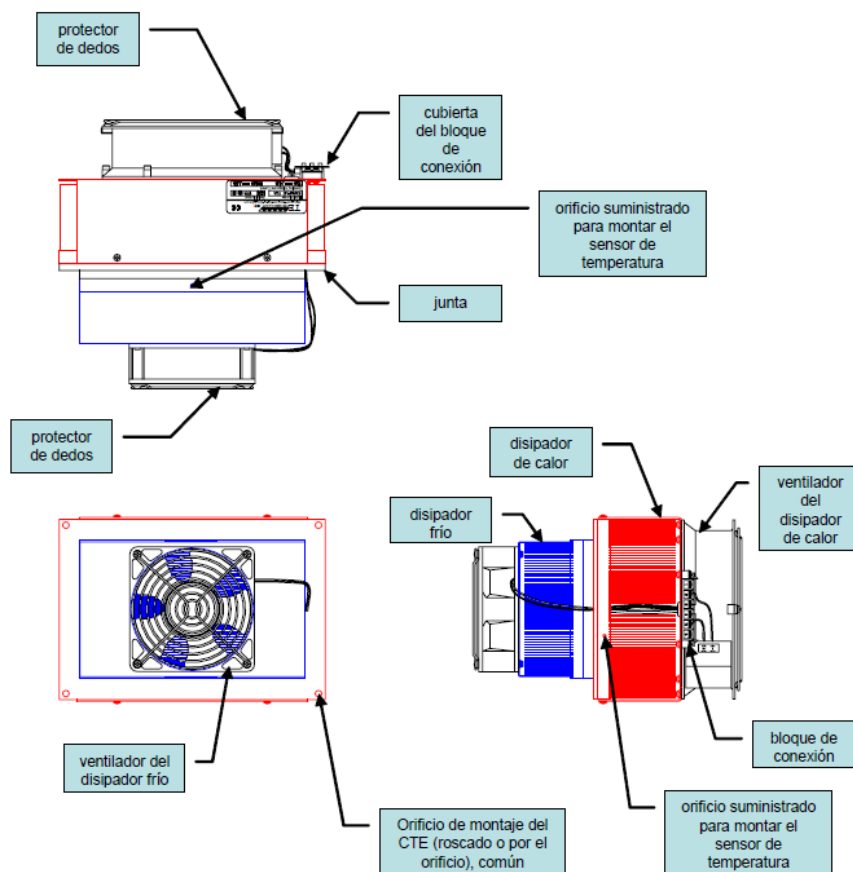


Figura 46 Módulo Peltier.

De la misma forma que para la empresa Ferrotec Thermal Solutions, TE Technology, Inc. facilita la elección del módulo Peltier al completo en su página web, donde rellenando los campos que aparecen en la figura 47 se selecciona el módulo Peltier adecuado para la aplicación.

La aplicación de la figura 48 se encuentra pinchando en la siguiente URL:

<http://www.tetech.com/Cooling-Assembly-and-Heat-Load-Calculator/index.php>

Liquid Coolers

TE TECHNOLOGY, INC.
ISO 9001 Registered

DOWNLOADS FAQ & TECHNICAL INFO CUSTOM / OEM SEARCH ABOUT CUSTOMER SUPPORT

► HOME
► PELTIER - THERMOELECTRIC COOLER MODULE CALCULATOR
► COOLING ASSEMBLY AND HEAT LOAD CALCULATOR
► CUSTOM OEM COOLING ASSEMBLIES

► AIR COOLERS (7)
► COLD PLATE COOLERS (10)
► LIQUID COOLERS (4)
► POWER SUPPLIES (3)
► PELTIER - THERMOELECTRIC COOLER MODULES (146)
► TEMPERATURE CONTROLLERS (8)
► THERMISTORS (7)
► COOLER ACCESSORIES (3)

Shopping Cart
Your Cart is currently empty.

COMODO AUTHENTIC SITE

► Cooling Assembly and Heat Load Calculator

Cooling Assembly & Heat Load Calculator

Note: This calculator requires JavaScript to be enabled.

Air Enclosure & Contents

Air Enclosure & Contents - Fill in your specifications and submit your design to TE Technology.
To see the detailed drawing of this configuration, please [click the graphic](#).

Instructions and Information on Model

Design Specifications

AIR ENCLOSURE & CONTENTS

1 Warmest External Temperature: Deg. C
2 Highest External Humidity: %
3 Lowest Desired Temperature: Deg. C
4 Internal Width: mm
5 Internal Height: mm
6 Internal Depth: mm
7 Insulation Thickness: mm
8 Heat generated inside the enclosure: Watts

• Insulation is much less expensive than the additional cost in thermoelectrics!
• Always use the maximum amount of insulation possible.
• Do not include the thickness of structural components such as steel or plastic, unless that is the only insulator.

Insulation Type: Polystyrene Foam (Extruded Dow® Styrofoam®) 0.03 W/m/K

Calculate Reset

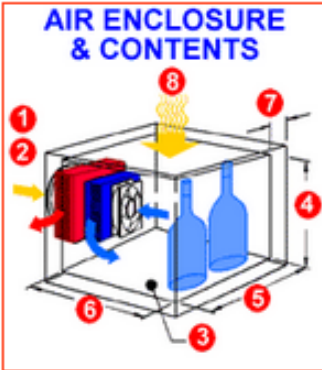
Figura 47. Interfaz de la aplicación para seleccionar un módulo Peltier.

Los campos a completar son los siguientes y que se muestran en la figura 48:

- Temperatura exterior máxima
- Humedad exterior máxima
- Temperatura interior mínima
- Ancho interno
- Altura interna
- Profundidad interna
- Espesor de aislamiento
- Tipo de aislamiento

- Calor generado dentro de la caja

Design Specifications



1 Warmest External Temperature: 27 Deg. C

2 Highest External Humidity: 52.5 %

3 Lowest Desired Temperature: 5 Deg. C

4 Internal Width: 360 mm

5 Internal Height: 360 mm

6 Internal Depth: 360 mm

7 Insulation Thickness: 40 mm

- Insulation is much less expensive than the additional cost in thermoelectrics!
- Always use the maximum amount of insulation possible.
- Do not include the thickness of structural components such as steel or plastic, unless that is the only insulator.

Insulation Type: Polystyrene Foam (Extruded Dow® Styrofoam®) 0.03 W/m/K

8 Heat generated inside the enclosure: 22.2 Watts

- Waste heat from electronic equipment, lights, chemical reactions, etc.

Calculate Reset

Figura 48. Campos a completar para la selección del módulo.

En este punto del proyecto, se conocen la mayoría de los campos, ya que todos ellos vienen descritos en el capítulo 5 o se han calculado en los apartados siguientes.

Pero es pertinente aclarar dos de ellos, en concreto los relacionados con la humedad relativa externa y el calor generado.

En primer lugar, para el valor de la humedad relativa externa, se ha utilizado el dato que proporciona el Reglamento de Instalaciones Térmicas en los edificios, RITE, punto IT 1.1.4.1.

Como muestra la tabla 25, los límites de temperatura operativa y humedad relativa en la vivienda en función de la estación según el punto IT 1.1.4.1 son:

Tabla 25. Límites de humedad relativa según RITE.

Estación	Temperatura operativa (°C)	Humedad Relativa (%)
Verano	23-25	45-60
Invierno	21-23	40-50

Se ha tomado por lo tanto la media de los valores de verano, estación más desfavorable, esto es:

$$\%HR = \frac{60 + 45}{2} = 52,5 \%$$

En segundo lugar, para el campo de calor generado dentro de la caja, se ha tomado el valor de obtenido en el apartado 6, es decir el calor absorbido por la célula proporcionado por el suministrador de ésta, FERROTEC, que es igual a:

$$Q_c = 22,2 \cdot W$$

En la figura 49 vienen descritos los módulos propuestos por el suministrador y las cantidades que se requieren y la capacidad extra que poseen.

Standard Cooler Recommendation				
Product	Quantity Required	Extra Capacity (watts)	Click on Picture Below to go to Product Web Page	
AC-027	3	3		
AC-046	2	11		
AC-053	2	17		
AC-073	1	0		
AC-140	1	4		
AC-162	1	53		
AC-194	1	65		

Figura 49. Módulos recomendados por el suministrador.

El modulo elegido es el AC-073 que viene representado en 3 dimensiones en la figura 50 y en la figura 51 su plano dimensional.

Se ha elegido este módulo ya que no solo cumple con los datos de entrada sino que sólo es necesaria una unidad para la aplicación descrita.

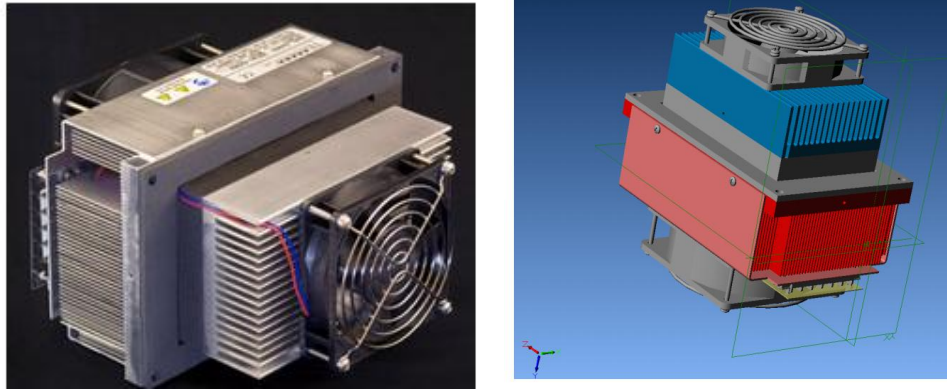


Figura 50. Vistas del módulo AC-073.

Además posee otras características de interés como son que:

- Aceptar una carga de enfriamiento hasta de 43 ° C
- Posee dos disipadores de calor, uno en el lado caliente y otro en el lado frío, compactos de alto rendimiento
- Tiene un bajo costo.
- Posee un bajo mantenimiento sin partes móviles, con excepción de los ventiladores.
- Funciona en cualquier posición con el mínimo ruido y vibraciones.

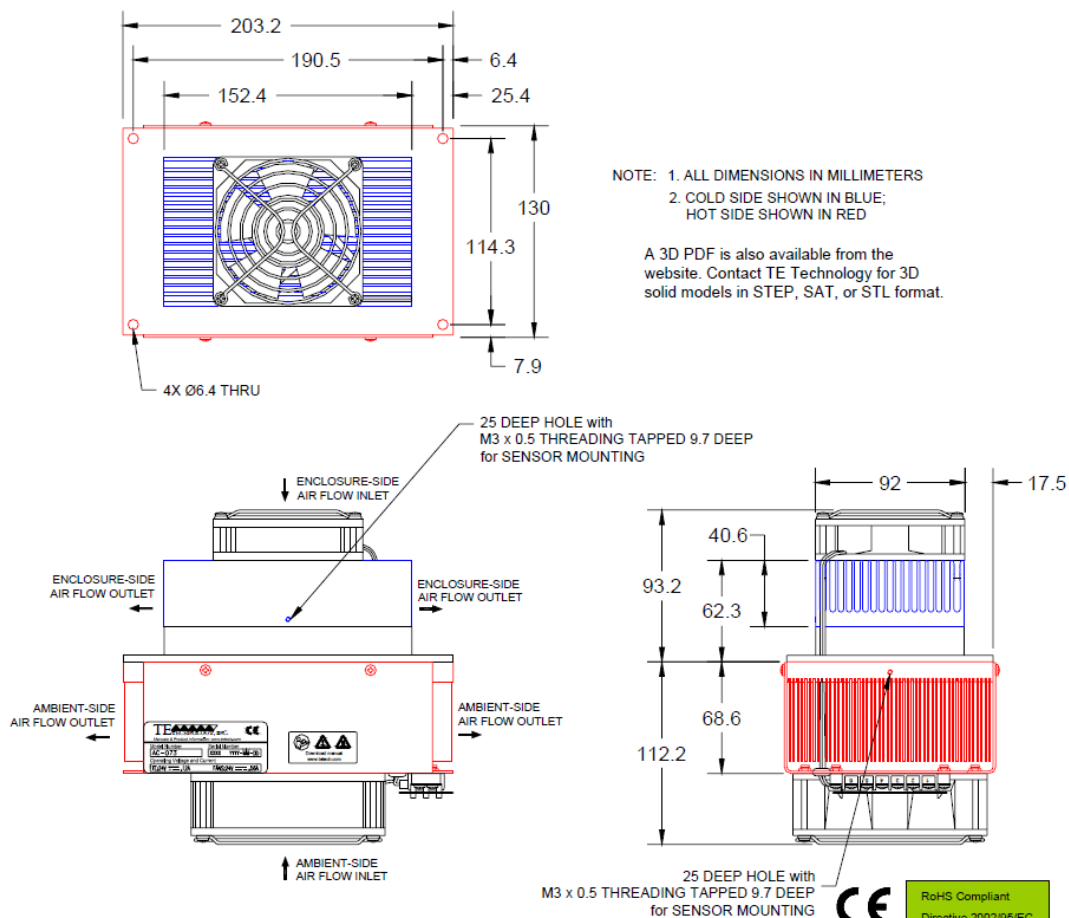


Figura 51. Plano del módulo Peltier seleccionado.

La gráfica de rendimiento proporcionada por el fabricante es la siguiente:

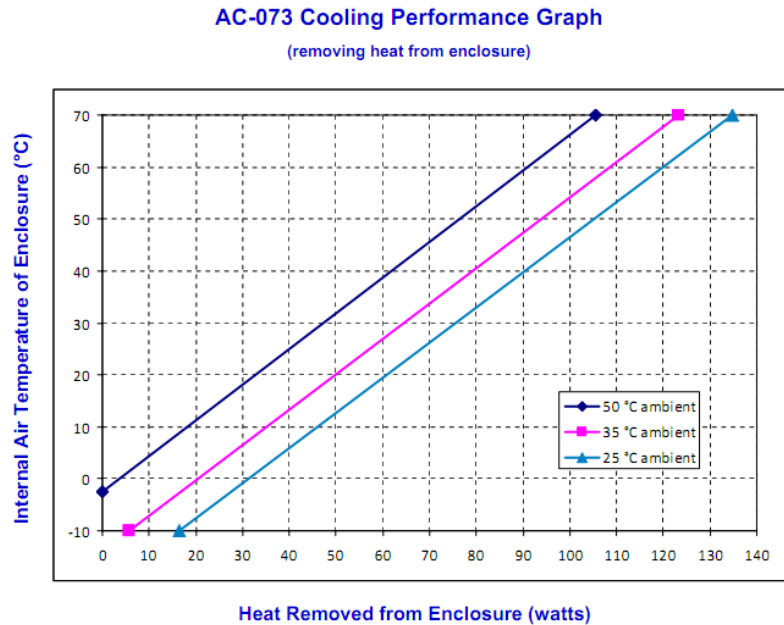


Figura 52. Gráfica de rendimiento de refrigeración.

Si se traza una línea horizontal con valor de temperatura interior de 5°C y se hace coincidir con la diagonal imaginaria de la temperatura exterior de 27°C, se obtiene un valor del calor disipado de 22 W, como requería el sistema al inicio de este apartado.

Por último falta calcular el COP del módulo Peltier. Según el fabricante los dos ventiladores consumen una potencia de 3W cada uno.

Luego la potencia total que consume el sistema es:

$$P_{e_tot} = 60,8 + 3 \cdot 2 = 66,8 \text{ W}$$

Finalmente el COP es:


$$COP = \frac{Q_c}{P_{e_tot}} = \frac{13,22}{66,8} = 0,198$$

Valor muy pequeño con respecto a los COP de los sistemas de refrigeración comunes.

Para la alimentación de energía al sistema, se puede utilizar una pequeña batería. Uno de los posibles suministradores es VISION que posee una lista de baterías recargables con las siguientes características de la tabla 26:

Tabla 26. Baterías recargables propuestas

BATERÍAS DE PLOMO SIN MANTENIMIENTO



REFERENCIA	TENSIÓN - INTENSIDAD	DIMENSIONES		EUROS S/IVA
CP612	6V 1,2 AH	97X24X58	PDF	11,21 €
CP645	6V 4,5AH	70X47X107	PDF	13,84 €
CP6100	6V 12AH	151X50X100	PDF	25,23 €
CP1212	12V 1,2AH	97X43X58	PDF	16,17 €
CP1223	12V 2,0AH	178X35X67	PDF	16,28 €
CP1245	12V 4,5AH	90X70X107	PDF	21,10 €
CP1270	12V 7AH	151X65X101	PDF	27,90 €
CP12120	12V 12AH	151X98X101	PDF	56,00 €
CP12170	12V 18AH	180X75X167	PDF	62,10 €

CARGADORES DE PILAS RECARGABLES Y ACUMULADORES [AQUÍ](#)

La batería elegida es CP1270 que cumple con creces los requisitos de potencia necesarios para esta aplicación, por ello es conveniente utilizar además un regulador de potencia.

La batería elegida viene representada en la figura 53.



Figura 53. Batería recargable utilizada.

9 Montaje del módulo

Como cualquier dispositivo termoelectrico el módulo Peltier AC-073 debe montarse con la ayuda las instrucciones que proporciona el fabricante. TE Technology, Inc suministra instrucciones para dos niveles de montaje:

- El montaje mecánico
- El montaje eléctrico.

9.1 Montaje mecánico

Como se ha visto en el apartado 4.3.3, para el montaje de un módulo termoelectrico se pueden emplear tres métodos: ejerciendo presión mediante tornillos, usando adhesivos o soldando el módulo.

TE Technology, INC aconseja que si el módulo termoelectrico tiene una base inferior a 20 mm se puede realizar el montaje del módulo con adhesivos sin que se produzcan fallos en el mismo debido a los flujos térmicos. Si la base es mayor que 20 mm se recomienda emplear el método de montaje por presión mediante tornillos. El problema estudiado cumple con el segundo caso.

El procedimiento para llevar a cabo el montaje de la célula Peltier empieza preparando las superficies de los disipadores y del módulo. Una superficie lisa garantiza un buen contacto con la superficie del componente electrónico y un mayor rendimiento. Para ello, se recomienda tener una superficie lo suficientemente pulida entre la célula y el disipador de forma que el contacto entre ellos sea máximo.

Aun así existen pequeñas imperfecciones que hacen que el contacto no sea perfecto, por ello se suelen utilizar pastas térmicas con limaduras algún metal con alta conductividad térmica que mejoran el contacto entre las superficies y facilitan la extracción de calor, como el de la figura 54.



Figura 50. Pasta térmica proporcionada por TE Technology, INC.

Este proceso se debe hacer con ambas caras del módulo y con sus respectivos disipadores. En la figura 55 se observa para el lado caliente.

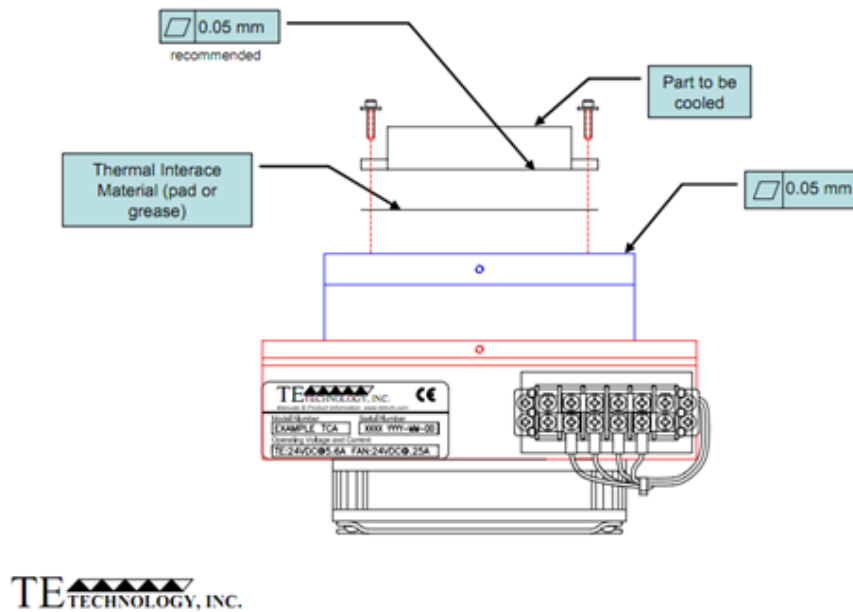


Figura 51. Montaje de la célula en un dispositivo del tipo AC-xx.

Para un mayor control de la temperatura se instalan termopares en el interior de cada uno de los disipadores lo más cercano posible a las superficies de los módulos termoeléctricos, de esta forma la temperatura medida es prácticamente la de la cara fría o caliente de la célula. En la figura 56, se muestran los orificios en los que se introducen los termopares para un dispositivo del tipo AC-XX.

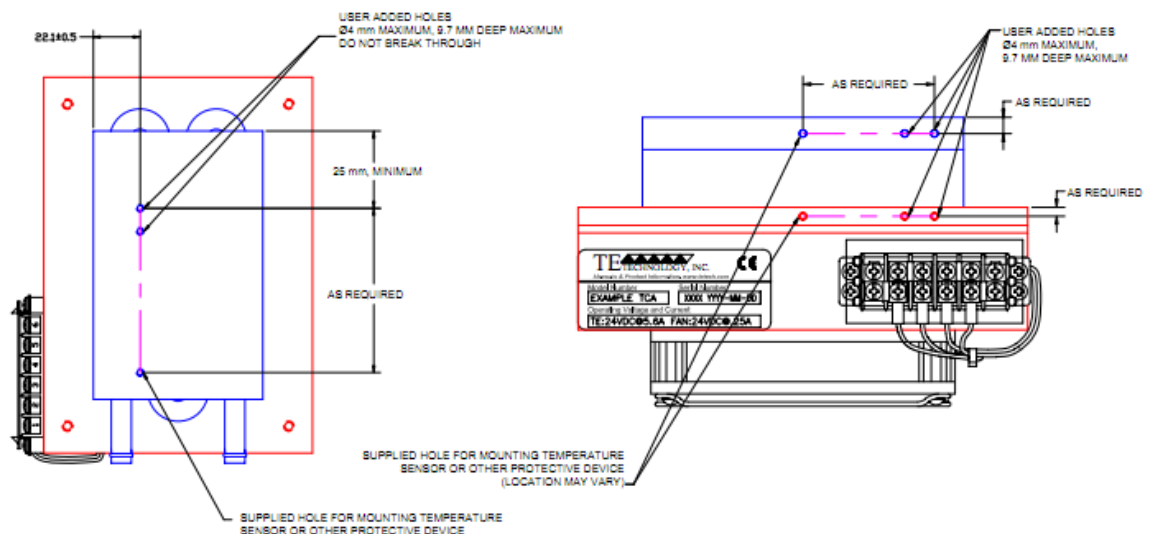


Figura 52. Orificios para los termopares para un dispositivo AC-XX.

Aplicando el mismo par de apriete a todos los tornillos que mantienen unidos los intercambiadores entre sí, se garantiza que la presión ejercida sobre la célula termoeléctrica sea la misma. Esto es importante para que las características termodinámicas sean uniformes y que no se produzcan efectos de desequilibrio en la transferencia de calor.

Hay que tener especial cuidado en evitar puentes térmicos entre ambos lados, de forma que los tornillos que presionan los angulares lo hacen a través de arandelas aislantes, evitando así transferencia de calor a través de los tornillos.

Finalmente se atornilla el módulo a la caja refrigerada, como indica la figura 57, teniendo especial precaución en dejar un espacio superior a 45 mm para garantizar el movimiento del aire por el módulo, como indica la figura 58.

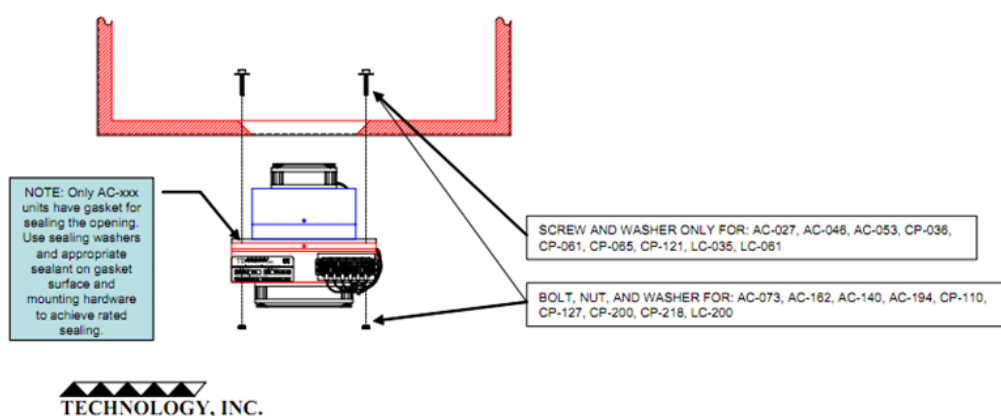


Figura 53. Montaje del módulo en la caja.

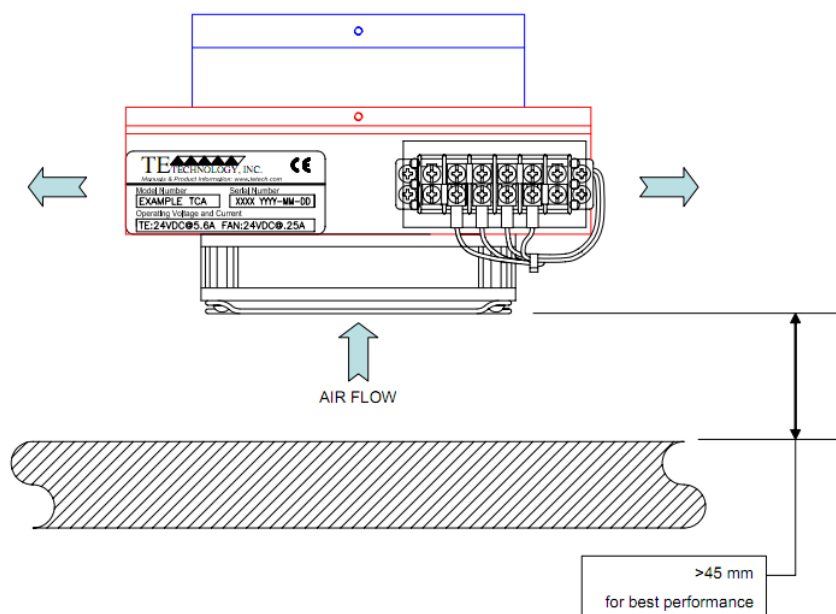


Figura 54. Distancia mínima entre el ventilador y una placa exterior.

Asimismo el fabricante da también la opción de diferentes orientaciones del dispositivo Peltier, como muestra la figura 59.

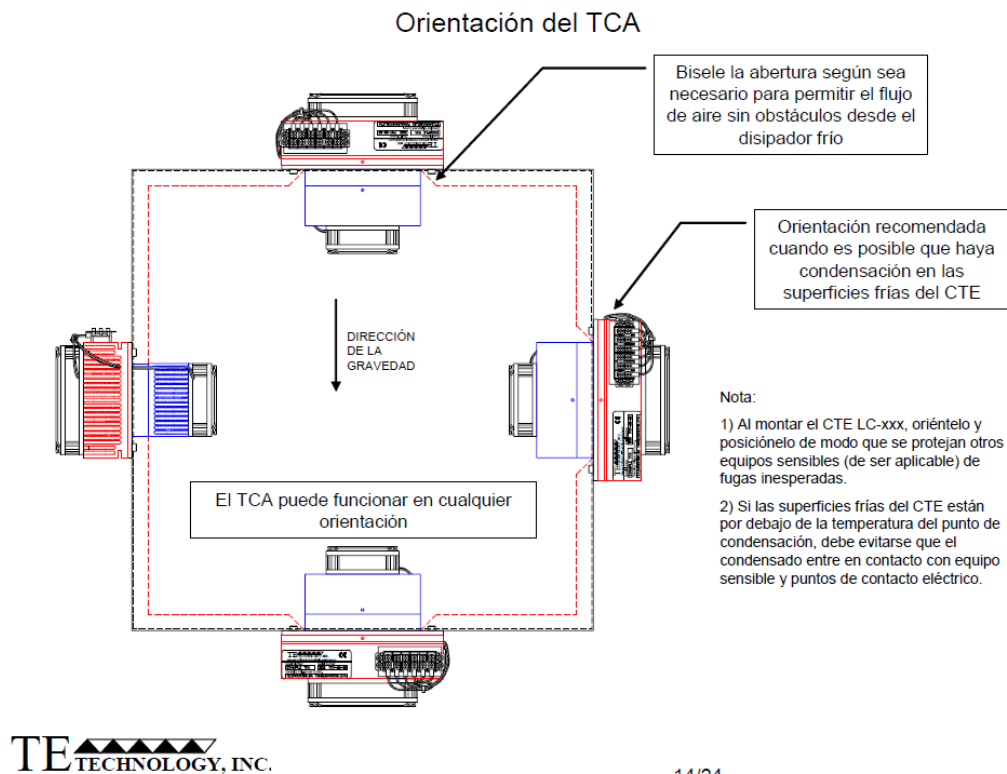


Figura 55. Posibles orientaciones del módulo Peltier.

9.2 Montaje eléctrico

Una de las ventajas de los dispositivos Peltier es que las conexiones son sencillas. Sólo hay que utilizar los cables y conectores proporcionados por el fabricante y conectarlos a la fuente de alimentación.

Se suministra energía tanto al módulo como a los termopares instalados.

La figura 60 muestra las conexiones que hay que hacer para suministrar energía al módulo Peltier, mientras que la figura 61 muestra las conexiones para suministrar energía a los termopares.

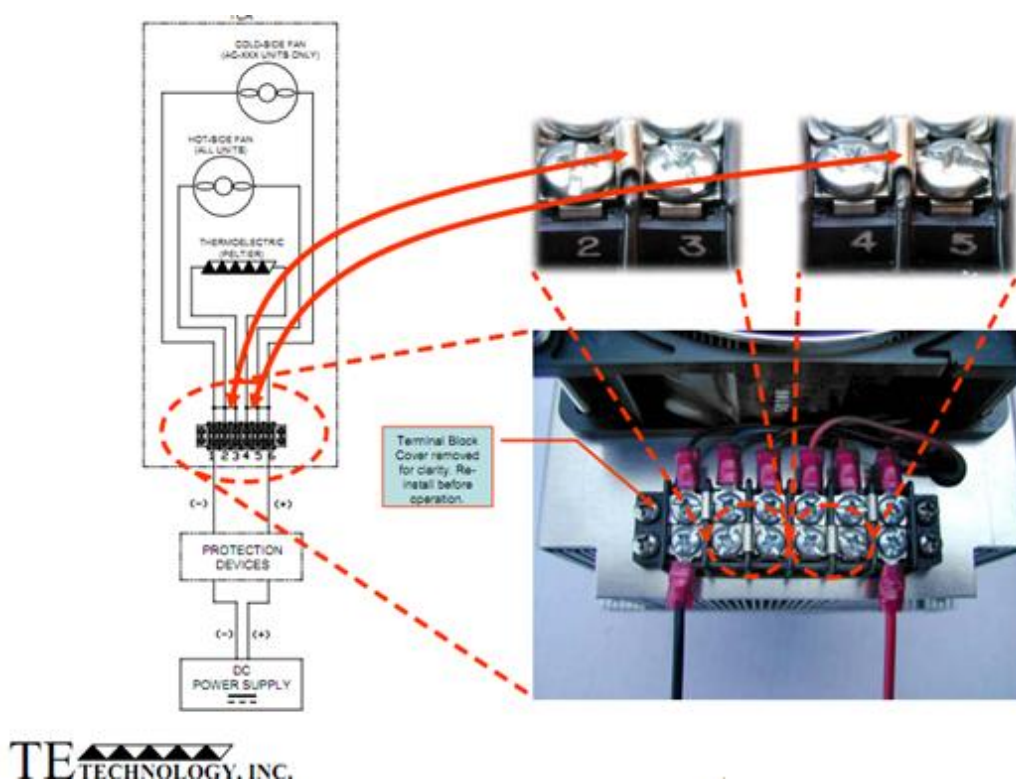


Figura 56. Conexiones entre la fuente de alimentación y el módulo Peltier.

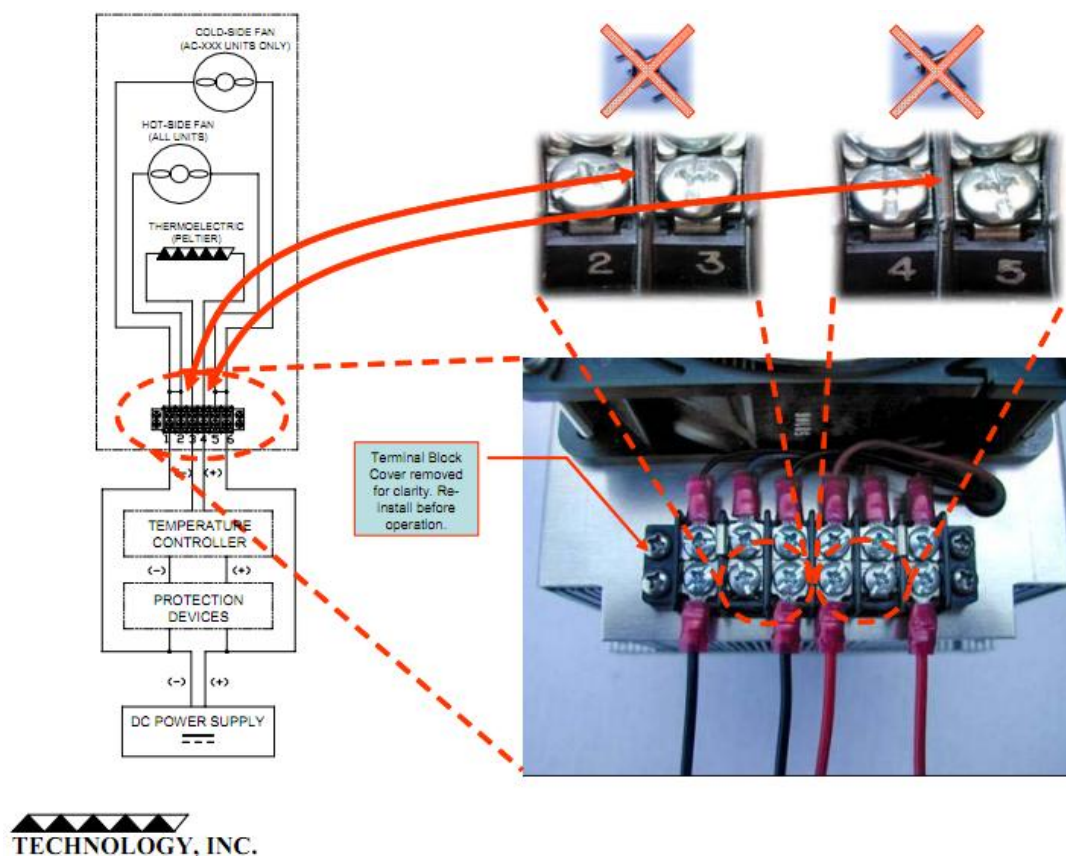


Figura 57. Conexiones entre la fuente de alimentación y los termopares.

10 Presupuesto del proyecto

Este prototipo de nevera está destinado para la refrigeración y almacenamiento de vacunas. Es una solución teórica para el problema de la conservación de la cadena de frío, caracterizada por una alta movilidad e independencia del sistema.

La viabilidad del proyecto está justificada puesto que conservar las vacunas en buen estado y no romper la cadena de frío da opción a salvar vidas.

El uso de la termoelectricidad es la única solución a la problemática de este proyecto frente a los métodos más frecuentes de refrigeración como pueden ser la compresión de vapor, la absorción y la adsorción o los ciclos de gas.

Durante este proyecto se ha tenido muy presente la información suministrada por los fabricantes de los equipos. El proyecto en todo momento se ha apoyado en la información real, por ello la tabla 27 resume los precios de los componentes utilizados en cada apartado, no se incluyendo los costes de los instrumentos de medida, accesorios y equipos utilizados tanto para el desarrollo y pruebas.

Tabla 27. Precios de los componentes utilizados en este proyecto.

Elemento	Precio
Célula Peltier	25,60 \$
Módulo Peltier	478 \$
Pasta termoeléctrica	16,50 \$
Caja refrigerada	52 \$
Batería	27,90 € = 38,49 \$
TOTAL	600 \$ = 434,9 €

Los precios de los componentes detallados en la tabla 27 corresponden al importe pagado en la fecha de ejecución del proyecto, y pueden no coincidir con el importe de compra en caso de requerirse una reproducción del proyecto.

11 Conclusiones

En este proyecto se ha diseñado un sistema de refrigeración basado en el efecto termoeléctrico para mantener las vacunas a una temperatura de 5°C, teniendo una temperatura exterior de 27°C.

En primer lugar se ha calculado la carga térmica Q_c , del sistema que hay que vencer, y cuyo valor es de 13,22 W.

Con ese dato, con la ayuda de las Curvas de Rendimiento Universales y de los software proporcionados por los fabricantes se han hallado las soluciones que existen en el mercado para un diseño de este tipo. El dispositivo Peltier utilizado es el AC-073 donde viene alojada la célula Peltier estándar modelo 9500/127/040/3.

El conjunto cumple con todas las características mínimas, posee un valor del COP de 0,2 y requiere una potencia eléctrica de 70 W a un precio de 435 € en total.

La refrigeración termoeléctrica es menos eficiente que los sistemas por compresión, pero posee un control preciso de la temperatura, da movilidad y sencillez a todo el conjunto, y no posee un impacto medioambiental tal y como tienen las alternativas a este sistema de refrigeración.

Por todo ello, se demuestra la viabilidad de un sistema como el propuesto permitiendo implantar la tecnología Peltier en climatización y dejando una vía abierta a la realización de un prototipo basado en los resultados de este proyecto.

Bibliografía

Libros y artículos consultados:

Theodore L. Bergman, Adrienne S. Lavine, Frank P. Incropera, David P. DeWitt

Fundamentos de Transferencia de Calor

Fuente: Universidad Carlos III de Madrid

Reglamento de Instalaciones Térmicas en los edificios, RITE

Real Decreto 1751/1998, de 31 de julio

Redondo, J.M., Noriega, G., Villasevil, F., López, A.

El arte de refrigerar, introducción a la termoelectricidad. 2002.

Pedro Fernández Díaz,

Manual de Refrigeración

Fuente: Universidad de Cantabria

Palacios, R.; Arenas Alonso, A.; Vázquez, J.; Pagola de las Heras, F.L,

Caracterización experimental de un Parámetro Transparente Activo Termoeléctrico (PTA).

Fuente: Climamed 2006. Congrès Méditerranéen des Climaticiens. Lyon (France). 20-21 November 2006.

Villasevil, F. J.

Desarrollo y caracterización de estructuras termoeléctricas constituidos con materiales y geometrías no estándar.

Fuente: Universidad Politécnica de Catalunya.

Vázquez Arias, Jorge.

Propuesta tesis. "Estudio de sistemas termoeléctricos mediante el método de los elementos de contorno y técnicas experimentales".

Directores: Linares Hurtado, José Ignacio.

Fuente: Universidad Pontificia de Comillas.

Páginas web consultadas:

http://www.ferrotec.com/index.php?id=module_detail&mod_id=108

<http://www.jhroerden.com/html/termoelectrica/listado.asp?f=14&s=47#>

<http://www.marlow.com>

<http://www.zone.ni.com>

<http://www.tetech.com/Peltier-Thermoelectric-Cooler-Modules/Series-Parallel.html>

<http://www.kernfrio.com/caja-isotermica/?gclid=CP6c0eX93acCFYoifAod2RMk8Q>

<http://www.europanthermodynamics.com/thermoelectrics.htm>

http://kazus.ru/nuke/users_files/05032008/5499068.pdf

http://www.astronomie.be/erik.bryssinck/peltier_device_uk.html